

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování



Návrh kotviaceho zariadenia pre pluhovú súpravu
The Proposal of the Establishment of Plow Anchor Kit

Študent: Bc. Vladimír Sukeník
Vedúci diplomovej práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vladimír Sukeník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Návrh kotvícího zařízení pro pluhovou soupravu**
The Proposal of the Establishment of Plow Anchor Kit

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te rešerši kotvení pluhových souprav
2. Proved'te výpočet kotvicí síly pro následující parametry porubu: Mocnost sloje 1300 mm; Délka porubu 160 m; Úklon dobývání 40°
3. Proved'te konstrukční návrh úsekového kotvícího zařízení včetně zajištění na mechanizované výztuži.
4. Proved'te konstrukční návrh hydraulického válce

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.
Zajac, O., Boroška, J., Gondek, H.: *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľstvo ALFA, Bratislava, 1991, 428 s. ISBN-80-05-00713-2
Gondek, H., Ševčík, A.: *Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin I*, Vydala: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2006, ISBN 80- 248- 1040 - 9
BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV: *Části strojů – 1, svazek. 5*, vydání Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Miestoprísažné prehlásenie študenta

Prehlasujem, že som celú diplomovú prácu vrátane príloh vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Ostrave dňa 23. 5. 2011

.....

Podpis študenta

Prehlasujem, že

- som bol oboznámený s tým, že na moju diplomovú prácu sa plne vzťahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, predovšetkým §35 – použitie diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školských predstavení a použitie diela školného a §60 – školské dielo.
- beriem na vedomie, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len VŠB-TUO) má právo bezzárobkovo k svojej vnútornej potrebe diplomovú prácu použiť (§35 odst. 3).
- súhlasím s tým, že diplomová práca bude v elektronickej podobe uložená v Ústrední knihovně VŠB-TUO k nahliadnutiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho diplomovej práce. Súhlasím s tým, že údaje o kvalifikačnej práci budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- bolo dohodnuté, že s VŠB-TUO, v prípade záujmu z jej strany, uzatvorím licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bolo dohodnuté, že použiť svoje dielo - diplomovú prácu alebo poskytnúť licenciu k jej využitiu môžem len so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takomto prípade odo mňa požadovať primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB-TUO na vytvorenie diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky).
- beriem na vedomie, že odovzdaním svojej práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o zmene a doplnení ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave: 23.5.2011

.....
Podpis

Meno a priezvisko autora práce:

Bc. Vladimír Sukeník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Tr. 1 Mája 63/22,
Spišská Nová Ves,
052 05, Slovensko

ANOTÁCIA DIPLOMOVEJ PRÁCE

SUKENÍK, V. *Návrh kotviaceho zariadenia pre pluhovú súpravu: diplomová práca.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 67 s. Vedúci práce: Gondek, H.

Diplomová práca rieši priebežné kotvenie pre pluhové súpravy a jeho samotný návrh. V úvode teoretická časť zahŕňa prehľad najzákladnejších typov kotviacich súprav.

V praktickej časti sa zameriavame na výpočet kotviacich síl, potrebných pre kotvenie súpravy. Navrhujeme priemery čapov, a rozmery spojovacích častí, ktoré pevnostne vyhovujú danému spôsobu zaťaženia. Práca sa ďalej venuje návrhu priamočiareho hydromotora, ktorý pevnostne kontrolujeme. Záver práce obsahuje prílohy, pozostávajúce z výkresov, kde sme uplatnili dosiahnuté výsledky a zvolené hodnoty z výpočtovej časti.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SUKENÍK, V. *The Proposal of the Establishment of Plow Anchor Kit: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 67 p. Thesis head: Gondek, H.

Master thesis is dealing with problems of the establishment of plow anchor kit and their own proposal. At the beginning the theoretical part contains view of the most basic plow anchor kits kinds.

In the practical part we focus on calculation anchor forces, needed for an anchoring the kit. We propose diameters of the pivots, and dimensions of joint's parts, which are corresponded with stress conditions. The thesis is also dealing with linear hydraulic motor, which is strength tested. The finish of thesis contains supplements, consisting from drawings, where we apply attained results and chosen values from calculating part.

Touto cestou ďakujem môjmu vedúcemu diplomovej práce pánovi prof. Ing. Horstovi Gondekovi, DrSc. za odborné vedenie, príjemnú spoluprácu, cenné rady a pripomienky pri vypracovaní mojej diplomovej práce.

OBSAH:

ZOZNAM POUŽITÉHO OZNAČENIA.....	9
I. TEORETICKÁ ČASŤ	12
1. ÚVOD	13
2. POPIS DANEJ PROBLEMATIKY	15
2.1. Výhody pluhových súprav.....	18
3. KOTVENIE PLUHOVÝCH SÚPRAV	18
3.1. Typy vyrábaných kotvení.....	20
3.1.1. Kotvenie chodbové horné	21
3.1.2. Kotvenie chodbové horné s pohonmi v rúbaní.....	24
3.1.3. Porubové kotvenie horné.....	27
3.1.4. Kotvenie chodbové dolné.....	29
3.1.5. Priebežné kotvenie trate porubového dopravníka	32
3.1.6. Úsekové (blokové) kotvenie	33
A) Kotvenie SPZ 01	33
B) Kotvenie WL-Becorit	35
II. PRAKTICKÁ ČASŤ	38
4. KONŠTRUKČNÝ NÁVRH ÚSEKOVÉHO BLOKOVÉHO KOTVENIA.....	39
4.1. Výpočet kotviacej sily	39
4.1.1. Ťažná sila od dopravníka	40
A) Na výsypnej stanici (spodný pohon).....	40
B) Na vratnej stanici (horný pohon).....	41
4.1.2. Ťažná sila od pohonov pluhu.....	41
A) Na prvom pohone	42
B) Na druhom pohone	42
4.1.3. Posuvné sily od pohonov dopravníka i pluhu	43
4.1.4. Pozdĺžna sila spôsobená tiažou zariadenia (vrátane rubaniny)	43
4.1.5. Tretia sila medzi dopravníkom a počvou (vrátane rubaniny)	46
A) Kotviaca sila proti pozdĺžnemu posuvu.....	47
B) Potrebná kotviaca sila proti pozdĺžnemu posuvu	47
4.1.6. Stanovenie počtu blokových kotvení.....	48
4.1.7. Výpočet bezpečnosti proti posunutiu súpravy	49
4.2. Pevnostný výpočet a dimenzovanie jednotlivých častí.....	49
4.2.1. Návrh a kontrola čapov v mieste A.....	51
A) Čap č. 1.....	51
B) Čap č. 2.....	53
C) Kontrola kritických miest vo vidlici:	56
D) Kontrola kritických miest v tiahle:.....	58
4.2.2. Návrh a kontrola čapov v mieste B	58
A) Čap č. 1.....	58
B) Čap č. 2.....	60
C) Kontrola kritických miest vo vidlici a tiahle:.....	62
4.2.3. Návrh a kontrola čapov v mieste C – spojenie s dopravníkom	64
A) Výpočet priemeru čapov:.....	64
B) Výpočet priemeru skrutiek:	67
C) Výpočet kritických miest vo vidlici	68
D) Výpočet kritických miest v tiahle	70
4.3. Konštrukčný návrh hydraulického valca (priamočiareho hydromotora)	71
4.3.1. Pevnostná kontrola silnostennej nádoby valca	72
A) Výpočet axiálneho, obvodového a radiálneho napätia.....	72
B) Podmienka pevnosti podľa Guesta a bezpečnosť	75
C) Výpočet zmeny polomerov valca vplyvom napätí.....	75

	D) Grafické znázornenie priebehu napätí	76
5.	ZÁVER	77
6.	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	77
7.	ZOZNAM PRÍLOH	78

Zoznam použitého označenia

Označenie	Názov	Jednotky
A	Strižná plocha	[mm ²]
a	Šírka tiahla	[mm]
b	Šírka hrebla	[mm]
B	Šírka žľabu dopravníka	[mm]
b	Šírka vidlíc vidlice	[mm]
d	Priemer čapu	[MPa]
D	Priemer tiahla vo vidlici	[mm]
E	Youngov modul pružnosti v ťahu	[MPa]
f	Súčiniteľ trenia medzi dopravníkom a počvou	[-]
F _G	Pozdĺžna sila od tieže zariadenia spolu s rubaninou	[kW]
F _g	Sila od hmotnosti sekcie	[kN]
F _{HB}	Prídržná sila jedného blokového kotvenia	[kN]
F _{HBV}	Sila pri vysúvaní piestu priamočiareho hydromotora	[kN]
F _{HBZ}	Sila pri zasúvaní piestu priamočiareho hydromotora	[kN]
F _{HL12}	Potrebná kotviaca sila proti pozdĺžnemu posunutiu	[kN]
F _k	Sila od dopravníka so spolupôsobením oboch pohonov	[kW]
F _{L12}	Kotviaca sila proti pozdĺžnemu posunutiu	[kN]
F _{P1}	Tiažová sila od pohonov pluhu na prvom pohone	[kW]
F _{P2}	Tiažová sila od pohonov pluhu na druhom pohone	[kW]
F _{PA}	Sila od reťaze pluhu pri spolupôsobení oboch pohonov	[kW]
F _R	Trecia sila medzi dopravníkom s rubaninou a počvou	[kN]
F _S	Ťažná sila od dopravníka - pluhu na výsypnej stanici	[kW]
F _T	Trecia sila medzi sekciou a počvou	[kN]
F _V	Ťažná sila od dopravníka - pluhu na vratnej stanici	[kW]
G	Sila od váhy dobývacieho zariadenia	[kW]
g	Tiažové zrýchlenie	[m.s ⁻²]
G _R	Sila od hmotnosti naloženej rubaniny	[kW]
G _S	Hmotnosť sekcie	[kg]
h	Mocnosť sloje	[m]
H	Výška E - profilu žľabu dopravníka	[mm]
h ₁	Výška nadstavného plechu na pilierovej strane	[mm]
h ₂	Výška nadstavného plechu na závalovej strane	[mm]
k	Bezpečnosť	[-]
L	Dĺžka porubu	[m]

L_f	Funkčná dĺžka čapu	[mm]
L_N	Dĺžka naloženej rubaniny	[m]
l_{Tmin}	Minimálna hrúbka materiálu v kritickom mieste tiaha	[mm]
l_{Vmin}	Minimálna hrúbka materiálu v kritickom mieste vidlice	[mm]
M_O	Maximálny ohybový moment	[N.mm]
m_R	Hmotnosť rubaniny	[kg]
p	Pomer rýchlostí dopravníka a pluhu	[-]
p	Namáhanie na tlak	[MPa]
p_1	Maximálny vnútorný tlak na valec	[MPa]
p_2	Maximálny vnútorný tlak na valec	[MPa]
P_D	Celkový výkon elektromotoru dopravníka	[kW]
p_D	Dovolené namáhanie na tlak	[MPa]
P_P	Celkový výkon elektromotoru pluhu	[kW]
r_1	Vnútorný polomer valca	[mm]
r_2	vonkajší polomer valca	[mm]
R_e	Medza klzu v ťahu materiálu	[MPa]
S	Zaplnená plocha dopravníka	[mm ²]
s_1	Šírka puzdra pre čap	[mm]
s_2	Šírka puzdra pre čap	[mm]
v_D	Rýchlosť dopravníka	[m.s ⁻¹]
v_P	Rýchlosť pluhu	[m.s ⁻¹]
W_O	Prierezový modul v ohybe	[mm ³]
z	Počet zubov reťazového kolesa	[-]
z_1	Vypočítaný počet blokových kotvení	[ks]
z_2	Potrebný počet blokových kotvení	[ks]
η_a	Účinnosť pri rozbehu	[-]
η_b	Účinnosť pri pohybe	[-]
ρ_s	Sypná hmotnosť uhlia	[kg.m ⁻³]
σ_{DO}	Dovolené namáhanie v ohybe	[MPa]
σ_O	Namáhanie v ohybe	[MPa]
σ_a	Axiálne napätie	[MPa]
σ_r	Radiálne napätie	[MPa]
σ_t	Obvodové napätie	[MPa]
ψ_d	Dynamický sypný uhol uhlia	[°]
α	Úklon porubu	[°]
β	Menovitý moment elektromotoru (M_{max}/M_n)	[-]
μ	Poissonove číslo	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]

τ_{DS}	Dovolené namáhanie na strih	[MPa]
τ_S	Namáhanie na strih	[MPa]
ϑ	Bezpečnosť proti posunutiu súpravy	[-]

I. TEORETICKÁ ČASŤ

1. ÚVOD

V České republice má dobývání nerastných surovín velkou tradici. Dobývání uhlí hlubinným způsobem má svoje počátky datované do období konce osmnáctého století. V těchto časech se jednalo výlučně o ruční dobývání s velmi malým výkonem.

Postupem času se aj v této oblasti nahradila náročná ruční práce stroji. Největší rozvoj mechanizace báňské činnosti se datuje od druhé poloviny deváctého století, za který mohl neustálý tlak na zvyšování těžby, výkonů a hlavně bezpečnosti práce. Tímto docházelo neustále k vývoji nových postupů a technologií pro hlubinné dobývání nerastných surovín.

V dnešní době se hlubinným dobýváním v České republice těží asi jedenáct milionů tun černého uhlí ročně. V průběhu posledních let došlo k uzavření černouhelných baní v ostravské části revíru. V ostatních baniích se těžba koncentrovala na vysokokapacitné poruby, a to hlavně z ekonomického hlediska dobývání. Celá technologie vyžaduje komplex zařízení, které svojí účinností zajišťují ekonomické a bezpečné dobývání uhoelného bohatství. V České republice probíhá těžba černého uhlí dobývacími komplexy kombajnovými nebo pluhovými.

Diplomová práce se zaměřuje na kotvící zařízení pro pluhové systémy, proto se v další části nebudeme zaměřovat na dobývání kombajnovými ale pluhovými komplexy. Dobývací komplex, včetně odtažení, se skládá z následujících strojních a elektrických zařízení:

- dobývací stroj (v našem případě pluh),
- porubový dopravník,
- mechanizovaná výstuž,
- drvič rubaniny,
- dopravné zařízení – (hřetlové a pásové dopravníky),
- elektrické vybavení komplexu – výkonové, ovládací a bezpečnostné,
- rozvody jednotlivých médií – voda, vzduch, tlakové hadice,
- hydraulické agregáty,

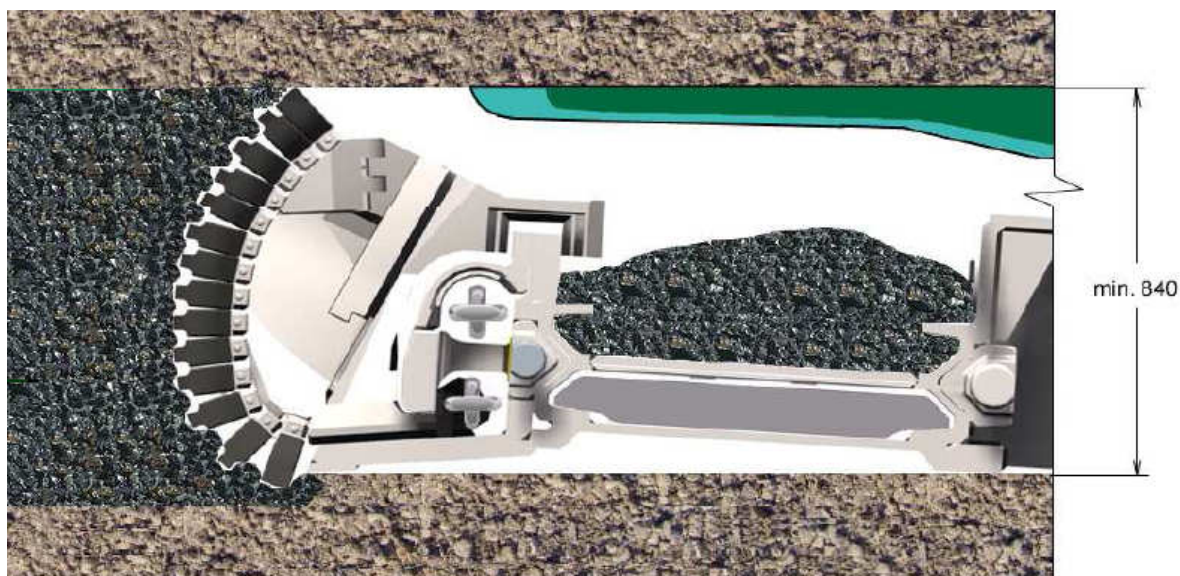
- kotviace zariadenie pre zvýšené úklony.

Jednotlivé prevedenia zariadení sa líšia v konštrukčných detailoch a hlavne ich úpravou pre konkrétne podmienky v porube. Tieto podmienky sa líšia mocnosťou sloje, pozdĺžnym a priečnym úklonom, dĺžkou rúbania, tvrdosťou uhlia.



Obr. 1 – Pluhový komplex v porube

Dnešné moderné stroje sú vyrobené pomocou nových technologických postupov a z novo vyvinutých materiálov, ktoré dokážu predovšetkým lepšie odolávať proti oderu a majú väčšiu pevnosť.



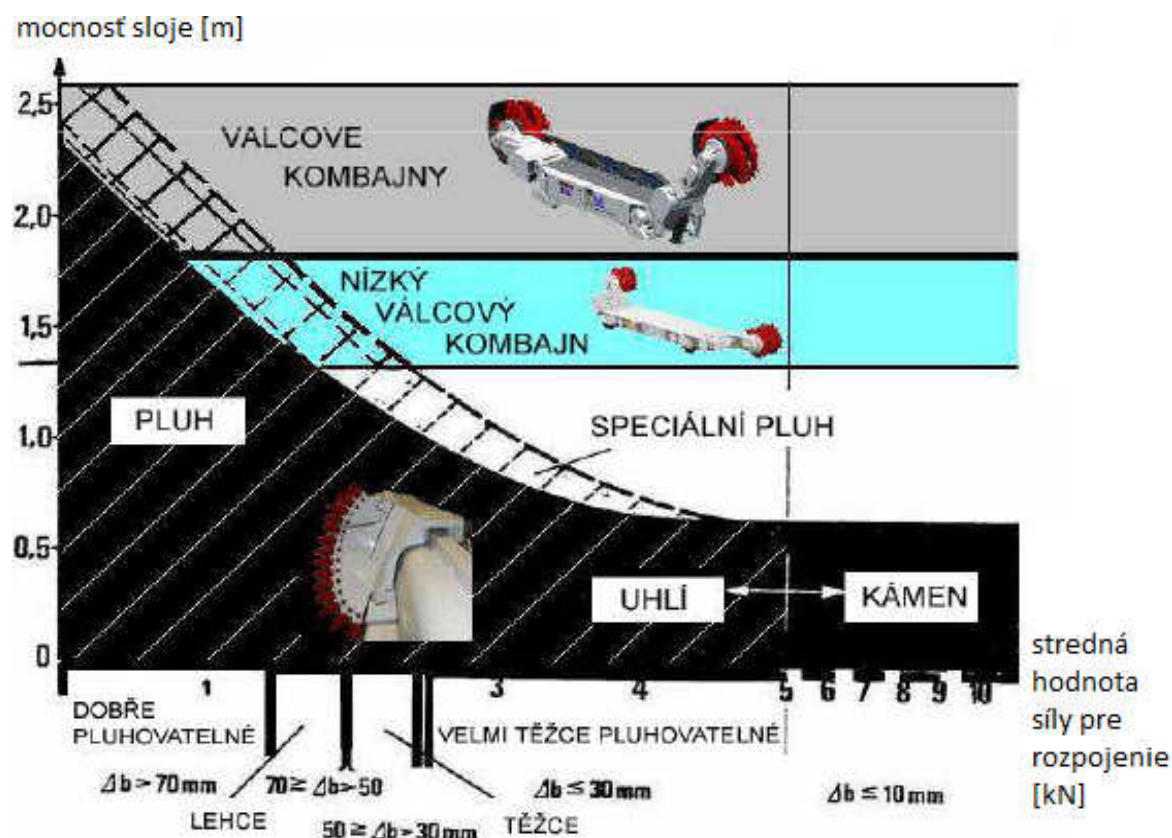
Obr. 2 – Rez pluhovým porubom

2. POPIS DANEJ PROBLEMATIKY

Pluhové dobývanie patrí k najekonomickejšiemu spôsobu dobývania uhlia. Pri tomto spôsobe ťažby dochádza k odrezávaniu uhlia z piliera a preto, v porovnaní s kombajnovým dobývaním, má rozpojené uhlie lepšiu kusovitosť a tým aj kvalitu. Z ekonomického hľadiska sú náklady na toto zariadenie nižšie v porovnaní s kombajnovým porubom. Dobývanie pluhom je však obmedzené niekoľkými faktormi, ktoré je potrebné rešpektovať pred rozhodnutím o nasadenie uhoľného pluhu:

Mocnosť sloje – zohráva dôležitú rolu, medzná mocnosť je 0,6 m a to len s individuálnou výstužou a nižšou výkonnosťou. Optimálny rozsah je 0,8 až 1,5 m a ďalej 1,5 až 2,7 m.

Pevnosť uhlia – ide o tzv. pluhovateľnosť uhlia, najpresnejšie stanovenie tejto hodnoty je meranie priamo v bani (metóda DMT Dortmund). Pluhy sa používajú do 2,5 kN vid'. obr.3.



Obr. 3 – Aplikácia pluhu a kombajnu

Kvalita stropu a počvy – odlučiteľnosť uhlia od stropu a počvy má vplyv na riešenie konštrukcie pluhových telies a nasadením naklápacieho zariadenia dopravníka.

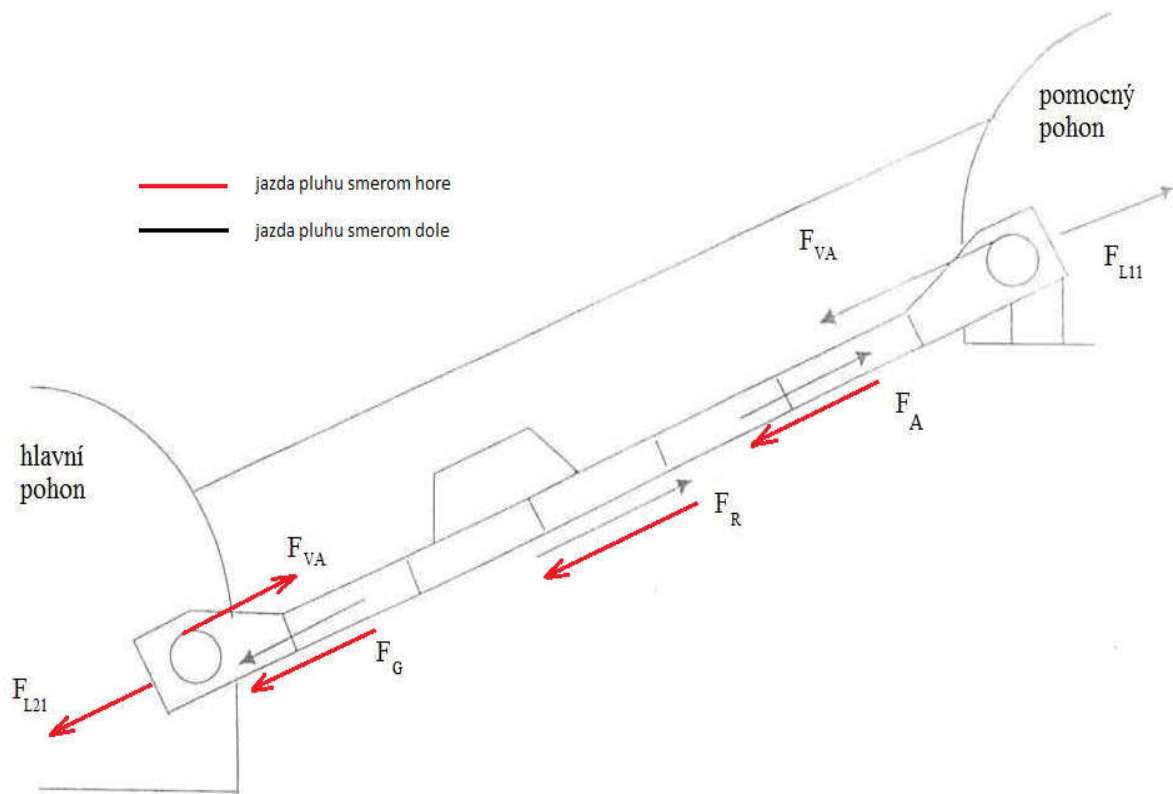
Tektonická členitosť – je daná geologickými poruchami ako jeden z hlavných protiargumentov pluhového dobývania viedli k riešeniu klbového riešenia telies, väčšou flexibilitou hřeblového dopravníka a tuhosti spojenia dopravníka s vedením pluhu.

Profil a kvalita banských chodieb – je potrebné ťažnú aj výdušnú chodbu raziť v min. profile K12 a vyššom rovnako riadne udržiavať smer diela a sypnú výšku.

Hĺbka uloženia – určuje predovšetkým kvalitu razených chodieb, volíme vhodný váhový profil chodbovej výstuže a jej vzdialenosť.

Meranie rozpojiteľnosti uhlia – existuje celá rada metód, avšak najlepšie výsledky sú u meraní, ktoré sa uskutočňujú priamo na uhoľnej stene v podzemí. Takto je zaručené, že je braný do úvahy aj vplyv horninového tlaku a tlak pri dobývaní.

Úklon sloje – je jeden z hlavných činiteľov pri rozhodovaní o nasadení komplexu. Pri zvyšujúcom sa skole rastú nároky na inštaláciu pluhu. Je dokázané nasadenie do úklonov väčších než 40° , ale výsledky pri prevádzke nie sú presvedčivé a hlavne pri spojení s mechanizovanou výstužou prináša niekoľko špecifických nárokov. V našom prípade kde máme úklon 40° je treba hlavne myslieť na sily, ktoré vznikajú priamo pri dobývaní od tiaže dopravníkovej trate, pluhu, rubaniny naloženej na dopravníku ako aj sily zotrvačné pri pohybe pluhu smerom hore alebo dolu vid'. obr. 4. Všetky tieto sily sa snažia stiahnuť súpravu dolu, z tohto dôvodu je nutné vzniknuté sily nejako zachytávať. Toto je riešené **kotvením pluhovej súpravy**, ktorým sa budeme v diplomovej práci ďalej podrobnejšie zaoberať. [2]



Obr. 4 – Schéma pôsobenia posuvných síl od pohonov pri jazde pluhu smerom hore a dole.

Z obrázku č.4 vyplýva, že na súpravu pôsobia sily:

- F_G – tiažová sila od hmotnosti komplexu s rubaninou,
- F_R – trecia sila medzi dopravníkom a počvou, vrátane rubaniny,
- F_A - kotviaca sila všetkých výstuží v porube,
- F_{L11} – kotviaca sila pôsobiaca proti pozdĺžnemu posuvu so zohľadnením prídržnej sily výstuže v smere dole,
- F_{L21} - kotviaca sila pôsobiaca proti pozdĺžnemu posuvu so zohľadnením prídržnej sily výstuže v smere hore,
- F_{VA} – posuvné sily od pohonov. [2]

2.1. Výhody pluhových súprav

- pri dobývání nízkych slojí od 0,6 až 1,4 m, tzn. tam kde sa nedá použiť žiadny dostupný dobývací kombajn,
- pri použití kotvení sa môže výhodne použiť v slojích s úklonom až 40° - kombajn musí byť vybavený dvomi na sebe nezávislými brzdami, čo je drahý nadštandard,
- umožňuje bezprostredné zaistenie stropu výsuvnou stropnicou mechanizovanej výstuže po odpluhovaní na silu triesky,
- zníženie podielu jemného zrna a prachu pri rozpojovaní uhoľného piliera (pluh uhlie vytrháva po kusoch, kombajn ho rotačným pohybom nožov odrezáva a drví),
- cena pluhovej súpravy je niekoľkokrát menšia než cena kombajnu,
- vyššia kultúra práce a vyššia bezpečnosť – odpadáva nutnosť osádky manipulovať s káblom pre napájanie kombajnu po celej dĺžke porubu,
- pri plne automatizovanej prevádzke pluhovej súpravy nie je nutná prítomnosť osádky priamo v porube – stačí iba v chodbe na úvratiach, [6]
- pri rúbaní v dlhom úseku dochádza k rozpojovaniu pomerne malej triesky, dochádza k pravidelnému uvoľňovaniu metánu a jeho odvetrávaniu, prednosť pluhu sa prejaví predovšetkým v slojách, ktoré obsahujú v puklinách stlačený plyn, kde pri náhlom nafárání dôjde k náhlému výronu občas spojeného s vyhodením uhlia. [3]

3. KOTVENIE PLUHOVÝCH SÚPRAV

Pretože pluhovanie sa dá prevádzkovať až do úklonu 40°, bolo nutné navrhnuť a vyrobiť zariadenie, schopné zaistiť stabilitu ako dopravníka vrátane pohonov, tak aj celej pluhovej súpravy. V súčasnej dobe sa vyrába mnoho druhov kotviacich zariadení, ale v našom prípade sa zameriame na použitie blokového kotvenia. [2]

Z hľadiska pôsobiacich síl na poháňacích staniciach tvorí uhoľný pluh a porubový dopravník jeden celok, lebo rám poháňacej stanice je nosným prvkom pre pohon dopravníka i pluhu.

Pri posúdení veľkosti potrebných kotviacich síl je nutné vychádzať z nasledujúcich hľadísk:

- zachytenie reakcií pohonov pluhu a dopravníka pri prevádzke stroja,
- zachytenie reakcií predpätia reťaze pri presúvaní hlavného kotviaceho systému,
- zaistenie polohy koncov dopravníka v úklonných slojoch,
- dodržanie správnej funkcie pohonov a zaistenie ovládania dobývacieho zariadenia,
- zachytenie presúvajúcich síl.

Všetky javy je treba posudzovať s ohľadom na miesto, dobu pôsobenia a veľkosť pôsobiacich síl. Kotviace zariadenie pluhovej súpravy a dopravníka musí vyhovovať týmto základným požiadavkám:

- maximálna bezpečnosť pracovníkov pri prevádzke a obsluhu tohto zariadenia,
- bezpečne zachytiť všetky pôsobiace sily pri prevádzke pluhovej sústavy,
- obmedziť prácnosť pri vyuhľovaní výklenkov na minimum,
- umožniť prekladanie pohonov v zakotvenom stave,
- časové nároky na manipuláciu musia byť dostatočne krátke,
- funkčná spoľahlivosť pri všetkých pracovných režimoch musí byť zaistená proti neodbornému zásahu obsluhy,
- priestorové nároky zariadení musia odpovedať stiesneným pomerom v ústi porubu.

Rozvoj pluhovania a nasadzovanie pluhových súprav do rúbania s vysokými požiadavkami na ťažobné výsledky si vynútilo intenzívne riešenie kotviacich síl. Kotvenie musí byť riešené tak, aby svojou činnosťou v porube nelimitovalo dosahovaný denný postup porubovej fronty a manipulácia s ním nevyžadovala veľkú spotrebu živej práce.

Po pripojení hydraulického obvodu mechanizovanej prevádzky nesmie dôjsť k obmedzeniu funkcií a zároveň ovládania úsekového kotvenia musí byť plne automatické.

Ďalšie dôležité požiadavky, na ktoré je potrebné dbať sú:

- jednoduchá prevádzka a údržba,
- spoľahlivosť prevádzky,
- jednoduchá montáž a demontáž vzhľadom k obmedzeným priestorovým parametrom,
- malá konštrukčná výška – nesmie obmedzovať fáranie porubom,
- možnosť ručného ovládania,
- možnosť automatickej prevádzky,
- maximálna bezpečnosť prevádzky,
- vzhľadom k umiestneniu tohto kotvenia musí byť konštrukčne riešené tak, aby nedochádzalo k jeho poškodeniu pri prekladaní stenového dopravníka, sekcií výstuže, naklápaní stenového dopravníka,
- musí byť súčasťou dodávky pluhového komplexu – konštrukčné riešenie,
- použité materiály musia mať maximálnu odolnosť ako po stránke pevnostnej, tak aj proti oderu. [4]

3.1. Typy vyrábaných kotvení

Zvyšujúce sa požiadavky na ťažobné výsledky pluhových zariadení si vyžadujú zvyšovať rýchlosti pluhových telies ťažnej sily a tým aj výkony pohonov pluhov. S tým súvisia taktiež rastúce nároky na kotvenie reakcií, ktoré v poháňacích staniaciach vznikajú. Pritom je potrebné, aby pohony pluhu i dopravníka sa plynule presúvali k uhoľnému pilieri a tým umožňovali vysoký stupeň využitia celého zariadenia.

Časové nároky na manipuláciu s kotvením musia byť malé, aby sa nepredlžovala doba pre vyuhlenie jedného pokosu.

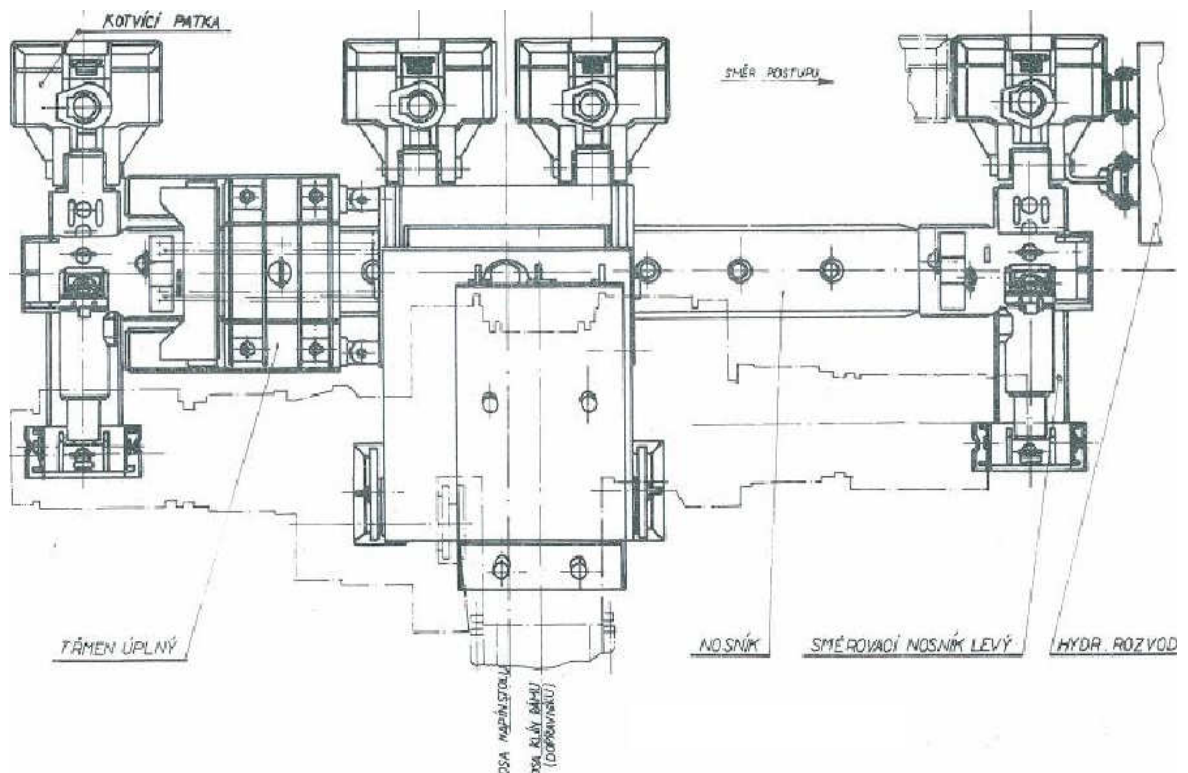
Základné rozdelenie kotvení:

- kotvenie chodbové horné,
- kotvenie chodbové horné s pohonmi v rúbaní,
- porubové kotvenie horné,
- kotvenie chodbové dolné,
- priebežné kotvenie trate porubového dopravníka,
- úsekové (blokové) kotvenie. [3]

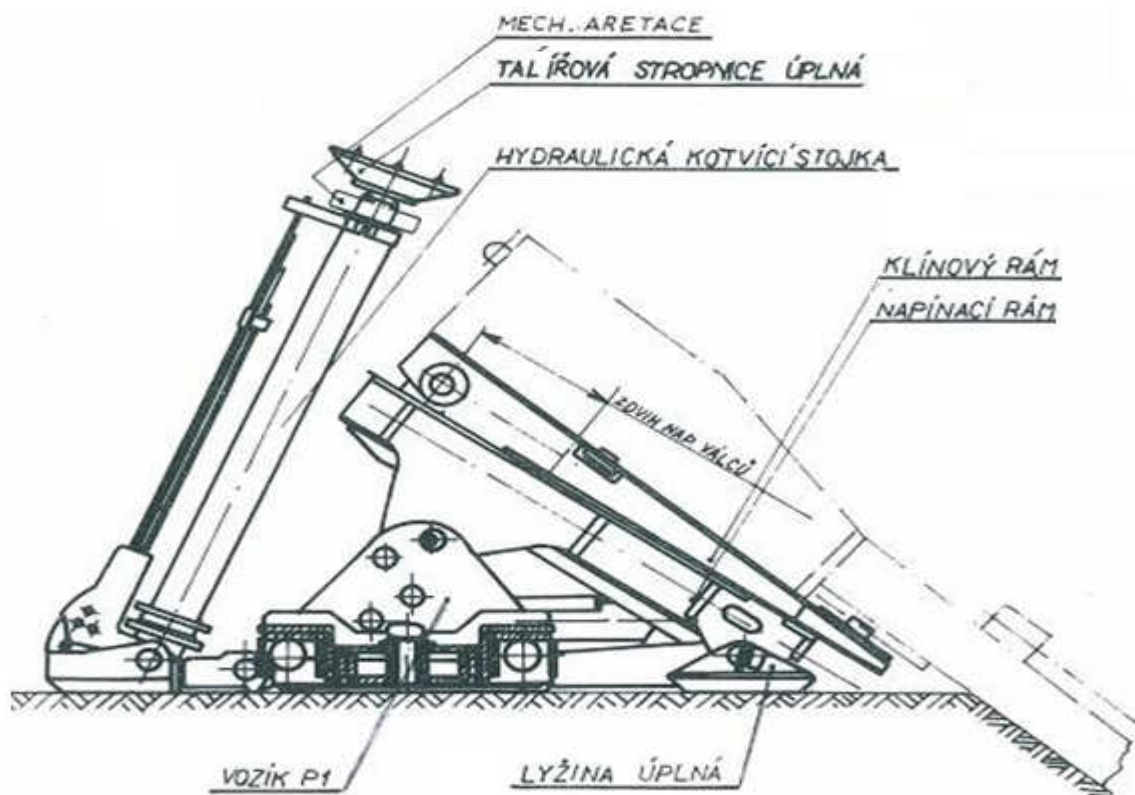
3.1.1. Kotvenie chodbové horné

Kotviace zariadenie horného pohonu pluhu a dopravníka musí vyhovovať niektorým základným požiadavkám:

- bezpečne zachytiť všetky pôsobiace sily pri prevádzke pluhovej súpravy,
- znížiť ručne vyuhľovaný výklenok na minimum,
- umožniť prekládanie pohonov v zakotvenom stave,
- časové nároky na manipuláciu musia byť dostatočne krátke,
- funkčná spoľahlivosť pri všetkých pracovných režimoch musí byť zaistená proti neodbornému zásahu obsluhy,
- priestorové nároky zariadení musia odpovedať stiesneným pomerom v ústi porubu. [3]



Obr. 5 – Kotvení K 40 umiestnené na výdušnej chodbe



Obr. 6 – Kotvení K 40 umiestnené na výdušnej stane (bokorys)

Toto kotvenie je určené k zakotveniu pluhových súprav alebo dobývacích súprav s kombajnmi na výdušnej strane (hornej) triede do úklonu 40°.

Kotvenie je možné inštalovať na triedy, kde je dostatočne pevné a málo porušené nadložie s pevnou počvou, ktorá je v rovine rúbania, alebo s príbierkou počvy do 300 mm. Kotvenie umožňuje pluhové aj kombajnové dobývanie bez výklenkov. Ukotvenie sa zabezpečuje štyrmi, respektíve dvoma hydraulickými dvojčinnými stojkami uchytenými na kotviacich pätkách.

Dve kotviace pätky sú spojené vozíkom, dve cez smerovacie nosníky s hlavným kotviacim nosníkom. Smerovanie kotvenia, t.j. pritiahnutie alebo odtlačenie, vzhľadom k ústiť porubu, sa prevádza smerovacími hydraulickými valcami, uchytenými na smerovacích nosníkoch. [4]

Toto kotvenie vyžaduje dostatočnú šírku chodby. Profil chodby musí umožniť presúvanie v smere chodby. Dobývanie uhlia je možné robiť bez ručného vyuhľovania výklenku pri hornej chodbe, no je treba odoberať spodné oblúky chodbovej výstuže na strane smerom k porubu.

Zariadenie je tvorené:

- a) kotviaci nosník,
- b) vozík,
- c) smerovanie nosníky,
- d) kotviace pätky,
- e) napínací stôl,
- f) klinový rám,
- g) operná lyžina,
- h) presúvacie zariadenie,
- i) hydraulický rozvod,
- j) hydraulické kotviace spojky. [3]

Jednosystémové kotvenie:

U jednosystémového kotvenia sa musí mimo prevádzky dopravníka i pluhu pri prekladaní pohonu zastaviť.

Dvojsystémové kotvenie:

Prekladanie pohonu je bez zastavenia prevádzky.

3.1.2. Kotvenie chodbové horné s pohonmi v rúbaní

Tento druh kotvenia (K 30) sa používa, ak je výdušná chodba silno potlačená a jej zmáhanie je neekonomické, alebo ide o malokapacitný porub. Kotvenie je umiestnené na chodbe, ale pohony sú situované v rúbaní. Podmienkou použitia zariadenia je vyššia mocnosť sloje než je výška pohonov, umiestnených na kotviacom ráme. Dĺžka ručne vyuhľovaných výklenkov je značná, ale zvýšená prácnosť sa kompenzuje tým, že nie je potrebné odnímať spodné oblúky chodbovej výstuže a robiť pribierku počvy chodby.

Pri použití v úklonoch nad 20° musí byť kotvenie dvojsystémové. Prvý kotviaci systém zachycuje všetky posuvné sily pôsobiace na poháňacie stanice pri pluhovaní. V tomto momente dochádza taktiež k presúvaniu pohonov k uholnému pilieru, vždy o hodnotu práve vyúhlenej hĺbky záberom pluhového telesa. Druhý kotviaci systém zachytáva zložku hmotnosti zariadenia, pôsobiacu v smere počvy rúbania, v dobe prekladania prvého systému. Kotviaca sila druhého kotviaceho systému môže byť úmerne menšia v prípade, že v čase prekladania prvého kotviaceho systému nie je nikdy zariadenie v prevádzke, tzn., že porubový dopravník i pluh stojí. [3]

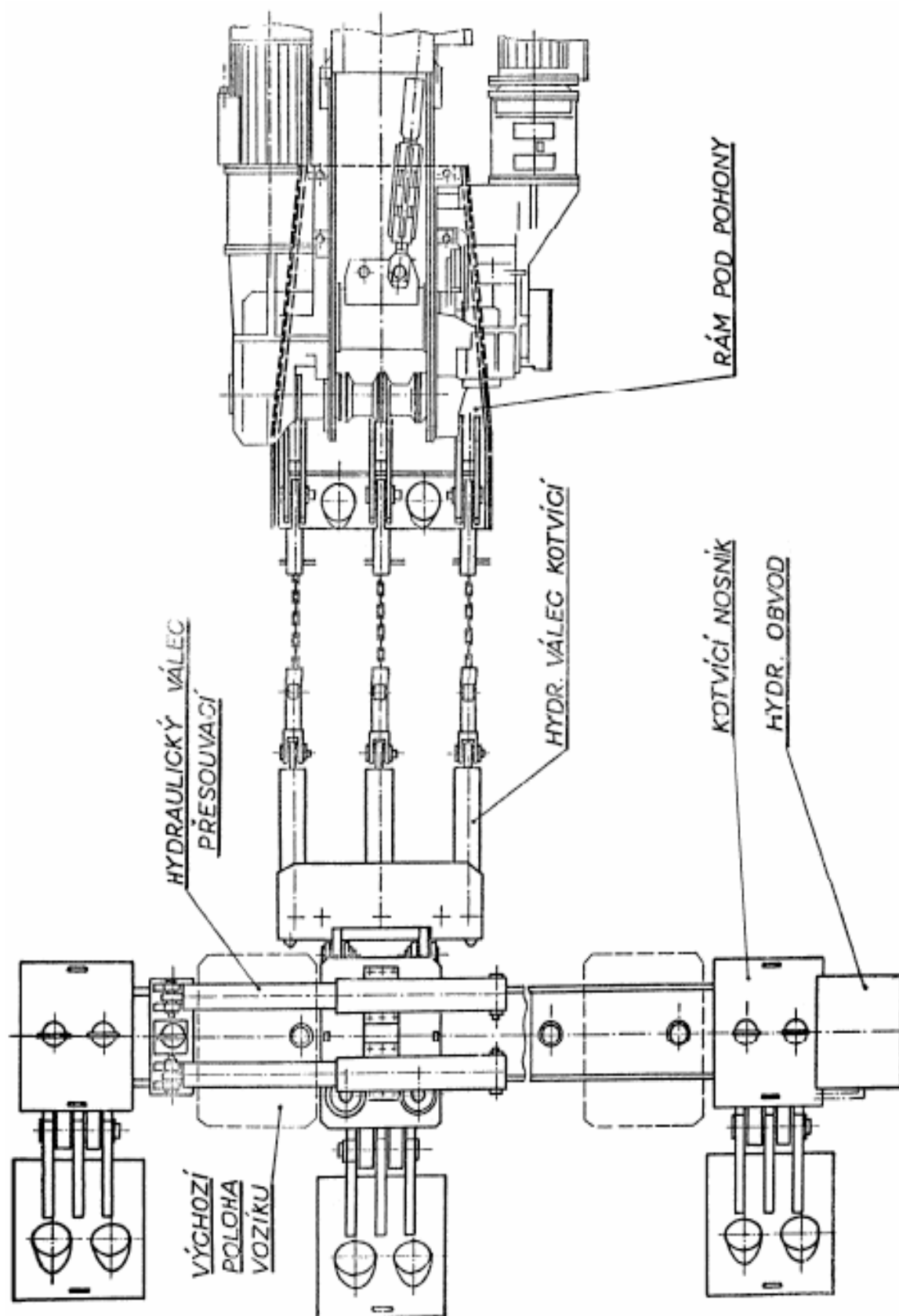
Väzbu medzi kotviacim nosníkom a rámom pod pohonmi tvoria tri kotviace reťaze. Ukotvenie zariadenia sa prevádza štyrmi alebo dvomi hydraulickými stojkami IHV (individuálna hydr. výstuž). Zariadenie K 30 je určené pre sloje do generálneho úklonu max. 30°, miestami v dĺžke 15 m môže úklon dosiahnuť až 35°.

K 30 je chodbové kotvenie, určené ku kotveniu pluhovej súpravy PL 8A. K ukotveniu sa používa šesť stojok IHV, ukotvených do troch kusov dvojšliap. [4]

Zariadenie je tvorené:

- a) kotviaci nosník,

- b) vozík kotvenia,
- c) lóže nosníka,
- d) kotviace pätky,
- e) rám pod pohonmi,
- f) hydraulické kotviace valce,
- g) hydraulické zariadenie kotvenia,
- h) operné stojky. [3]



Obr. 7 – Chodbové kotvení K 30 s pohony v rúbaní

3.1.3. Porubové kotvenie horné

V súčasnej dobe sa porubové kotvenia používajú len ojedinele, no existujú banskogeologické podmienky, v ktorých je ich použitie opodstatnené. Požiadavky na úroveň konštrukčného riešenia kotvenia, umiestneného v úklonných slojoch v porube, sú vysoké, lebo podmienky pre činnosť zariadení sú obtiažnejšie. [3]

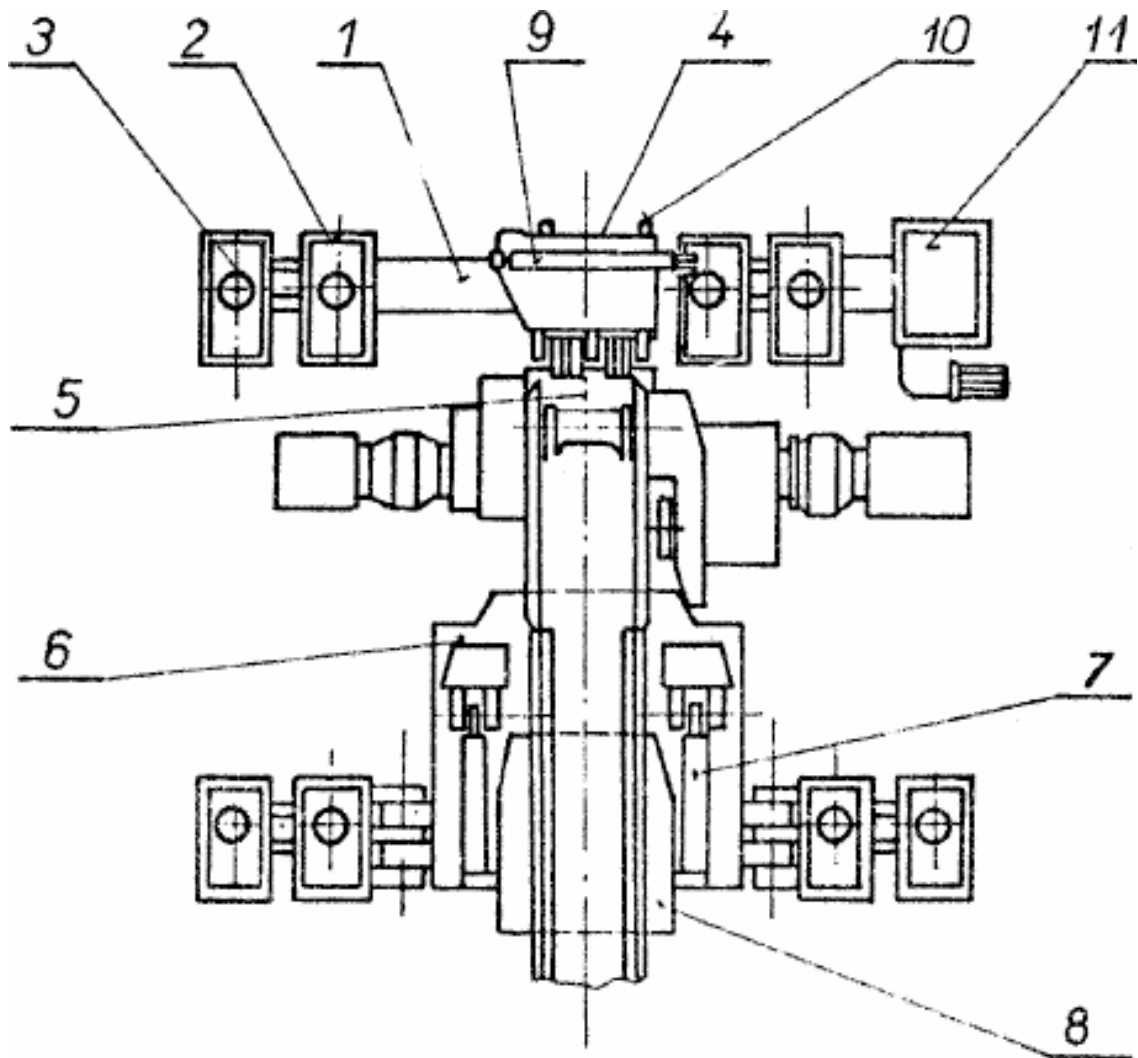
Porubové kotvenie musí plniť tieto funkcie:

- kotviť sily vzniknuté tiažou zariadenia a reakciami pohonu pluhu a porubového dopravníka pri prevádzke, pri súčasnom presúvaní pohonov,
- kotviť sily vzniknuté hmotnosťou zariadenia pri prekladaní hlavnej kotviacej sústavy,
- blokovať hydraulický obvod hlavnej a vedľajšej kotviacej sústavy tak, aby sa oba systémy nedali súčasne uvoľniť,
- vyvodiť napínaciu silu, ktorá za priaznivých okolností povytiahne pluhovú súpravu proti úklonu sloje,
- smerovať obe kotviace sily sústavy pri ich presúvaní,
- presúvať pohony pri prevádzke pluhovej súpravy,
- zaistiť stabilitu oboch kotviacich sústav voči preklopeniu, pri vyplnení kotviacich stojok jednej sústavy,
- zaistiť doplňovanie tlaku v hydraulických obvodoch stojok a kotviacich valcov pri jeho poklese,
- kotviť sily vzniknuté hmotnosťou zariadení v porube pri dlhších pracovných prestávkach,
- presúvať hlavnú a vedľajšiu kotviacu sústavu.

Z hľadiska bezpečnej a hospodárnej prevádzky ako kotvenia, tak aj celého rúbania, musí konštrukcia odpovedať týmto zásadám:

- využitie všetkých kotviacich stojok pri prevádzke,
- umiestnenie kotviacich stojok čo najďalej od chodby,

- predimenzovanie síl manipulačných hydraulických valcov,
- rovnomerné využitie všetkých upnutých stojok pri rôznych polohách pohonov voči kotveniu,
- minimálny pôdorys zariadení v ústí porubu,
- maximálne pôdorysné rozptýlenie stojok,
- umiestnenie pohonov čo najbližšie k chodbe,
- zariadenie nesmie brániť budovaniu stropu v ústí porubu. [3]



Obr. 8 – Kotviaca stanica do porubu firmy Gluckauf

Je tvorená hornou a dolnou kotviacou sústavou, pričom horná kotví pluhovú súpravu pri dobývání a presúvaní pohonov, dolná kotviaca sústava zaisťuje strojné zariadenie za kľudu, pri presúvaní horného systému.

Hlavné časti kotviacej stanice:

- 1 – hlavný nosník,
- 2 – operné pätky,
- 3 – hydraulické stojky,
- 4 – vozík hornej kotviacej sústavy,
- 5 – doska pod pohonmi,
- 6 – stredná kotviaca doska,
- 7 – napínacie hydraulické valce,
- 8 – strmeň dolnej kotviacej jednotky,
- 9 – presúvací hydraulický valec,
- 10 – smerovacie hydraulické valce,
- 11 – ovládací panel. [3]

3.1.4. Kotvenie chodbové dolné

Pri veľkých úklonoch sloje sa môže vyskytnúť prípad, že zložka hmotnosti pohonu pluhu a dopravníka, dolná časť trate a vadenia pluhu môže byť väčšia než reakcia oboch pohonov. Táto skutočnosť by mohla mať za následok, že výsylný pohon by zišiel smerom do rúbania a dochádzalo by k nadmernému napnutiu pluhovej a dopravníkovej reťaze.

Utekajúci dopravník sa nedá zachycovať spodným kotvením, lebo by nebolo možné počas prevádzky zaistiť podiel rozdelenia síl medzi horným a dolným kotvením. Preto celá zložka hmotnosti spôsobujúca utekanie zariadenia po úklone, musí byť prostredníctvom priebežného kotvenia trate jednoznačne prenesená do kotvenia horného.

Z tejto zásady môže byť vytknutá iba taká zložka hmotnosti, ktorá vyvodí potrebné predpätie v ťažných reťaziach pluhu a dopravníka.

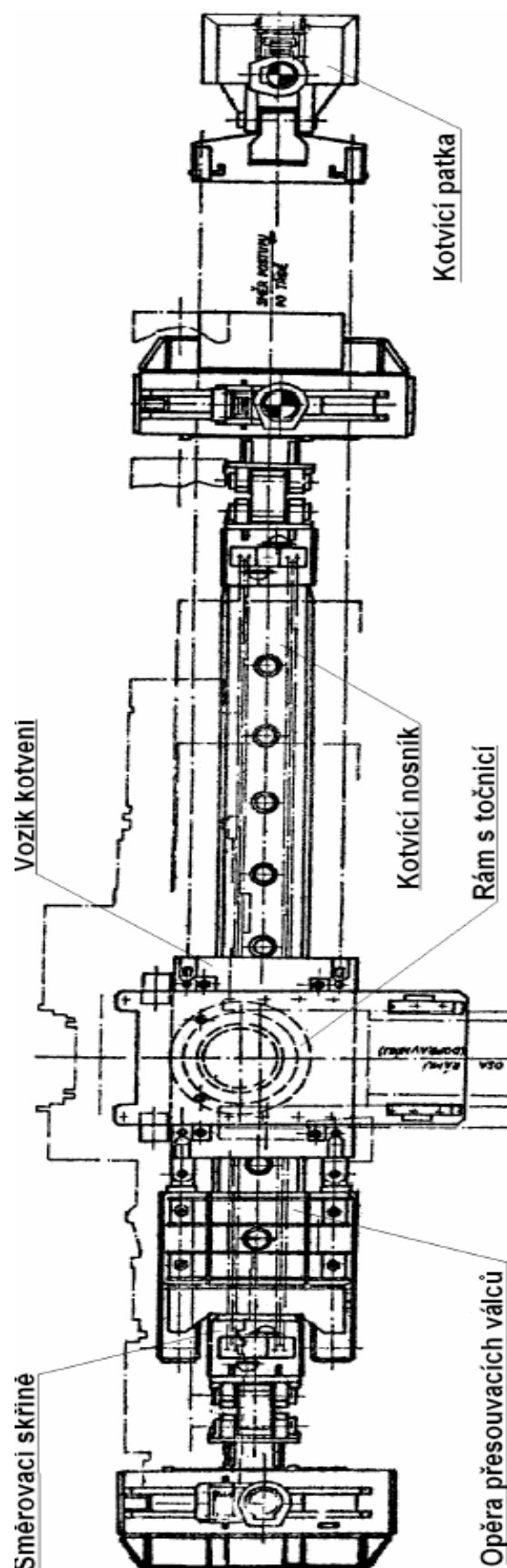
Dolné chodbové kotvenie v pluhových poruboch musí plniť tieto základné funkcie:

- zaistiť konštantné predpätie v pracovných reťaziach pluhu a dopravníka,
- rýchle a jednoduché presúvanie pohonov aj vlastného kotviaceho zariadenia,
- zvýšiť bezpečnosť v ústi porubu a znížiť fyzickú námahu obsluhy,
- zachytiť reakcie pohonov pluhu a porubového dopravníka,
- zaistiť správnu výšku výsypného konca dopravníka voči sloji aj voči zbernému dopravníku,
- umožniť použitie bočného výsypu z porubového na zberný dopravník,
- znížiť dĺžku ručne vyuhľovaného výklenku na minimum.

Nároky na priestorové usporiadanie sú o to vyššie kvôli tomu, že okolo kotvenia musí prechádzať zberný dopravník, prípadne aj uhlový vynášací dopravník. [3]

Dolné kotvenie tvoria tieto časti:

- a) kotviaci nosník,
- b) smerovacie skrine,
- c) úchyty nosníkov,
- d) vozík kotvení,
- e) medzikusy,
- f) rám s točnicou,
- g) kotviaca päťka,
- h) opera presúvacích valcov,
- i) hydraulický rozvod,
- j) hydraulické stojky. [3]



Obr. 9 – Kotvení chodbové dolné

3.1.5. *Priebežné kotvenie trate porubového dopravníka*

Zložka kotviacej sily, vyvolaná tiažou trate dopravníka, tiažou vedenia pluhu, tiažou nástavných plechov a naloženého uhlia môže byť pri väčšej dĺžke porubu a v úklonnej sloji významná. Pokiaľ by na pluhovej súprave nebolo použité priebežné kotvenie trate, namáhala by táto sila spojenie medzi žľabmi v hornej časti porubu a dochádzalo by tu k poruchám. Preto v poruboch do úklonu 15° sa musia žľaby dopravníka zaistiť priebežnou kotviacou reťazou, ktorá sa uchyť k napínacej skrutke na prechodovom žľabe vratného pohonu dopravníka. Jednotlivé žľaby dopravníka sa cez nástavné plechy uchytiť pomocou držiakov ku kotviacej reťazi.

Pevnostný návrh kotviacej reťaze musí byť tak veľký, aby postačila k zachyteniu zložky kotviacej sily od sily zariadenia v porube, rovnako aby pevnosť reťaze umožnila povytahovanie pluhovej súpravy horným kotviacim zariadením.

Rozstup ôk je volený tak, že určitý násobok rozstupu je rovný dĺžke žľabu, zväčšenej o požadovanú vôľu medzi žľabmi. Tým je zaručené, že spoje medzi žľabmi nie sú namáhané tiažou zariadenia. Reťaz priebežného kotvenia končí asi 20 – 30 m nad výsypným koncom dopravníka. Týmto je zaistené, že nespojená časť trate dopravníka a spodné pohony zložkou svojej tiaže v smere počvy rúbania dostatočne napínajú reťaz pluhu a dopravníka a nedochádza k škodlivému prievisu týchto reťazí pri rozbehnutí zariadenia.

Pri montáži pluhovej súpravy v porube je dôležité, aby reťaz priebežného kotvenia bola riadne napnutá a vôľa medzi žľabmi boli maximálne. Pri rozbehu rúbania dochádza k utekaniu žľabov po úklone, výsypná poháňacia stanica sa posúva smerom dole, dochádza k nadmernému predpätiu reťaze, čo má za následok obtiažny rozbeh strojov a trhanie reťaze.

U novších konštrukcií vytrhávacích pluhov plní funkciu priebežného kotvenia závalové vedenie ťažných reťazí a pilierovej lišty. Toto konštrukčné riešenie je prevádzkovo výhodnejšie, pretože skôr používaná priebežná reťaz a jej držiaky na jednotlivých žľaboch prekážali napr. pri doprave rôznych materiálov po dopravníku.

U klzných pluhoch, kde je robustné závalové, plní toto funkciu priebežného kotvenia. Jednotlivé závalové vedenia majú na oboch koncoch mohutné príruby, ktoré sa spájajú kotviacou skrutkou. Dĺžka skrutky a dĺžka závitú je volená tak, že pri úplnom dotiahnutí matice do výbehu závitú je dosiahnutá požadovaná vôľa medzi žľabmi. [3]

3.1.6. Úsekové (blokové) kotvenie

Vysoké sily pôsobiace od reťaze dopravníka a pluhu stlačujú dopravník a pluhové vedenie k sebe. Blokové kotvenie pluhu v blízkosti pohonu udržuje pluhovú súpravu v porube. Posunutie dopravníka môže podľa stavu sloje pozvoľne začať a postupne pokračovať. Posunutý dopravník veľmi silno ovplyvňuje pluhovanie. Bočne posunutý dopravník spôsobuje poruchy pre prevádzku na hlavnom a pomocnom pohone, ale i v porube. Aby sa tomuto posunutiu zamedzilo používa sa **blokové kotvenie**.

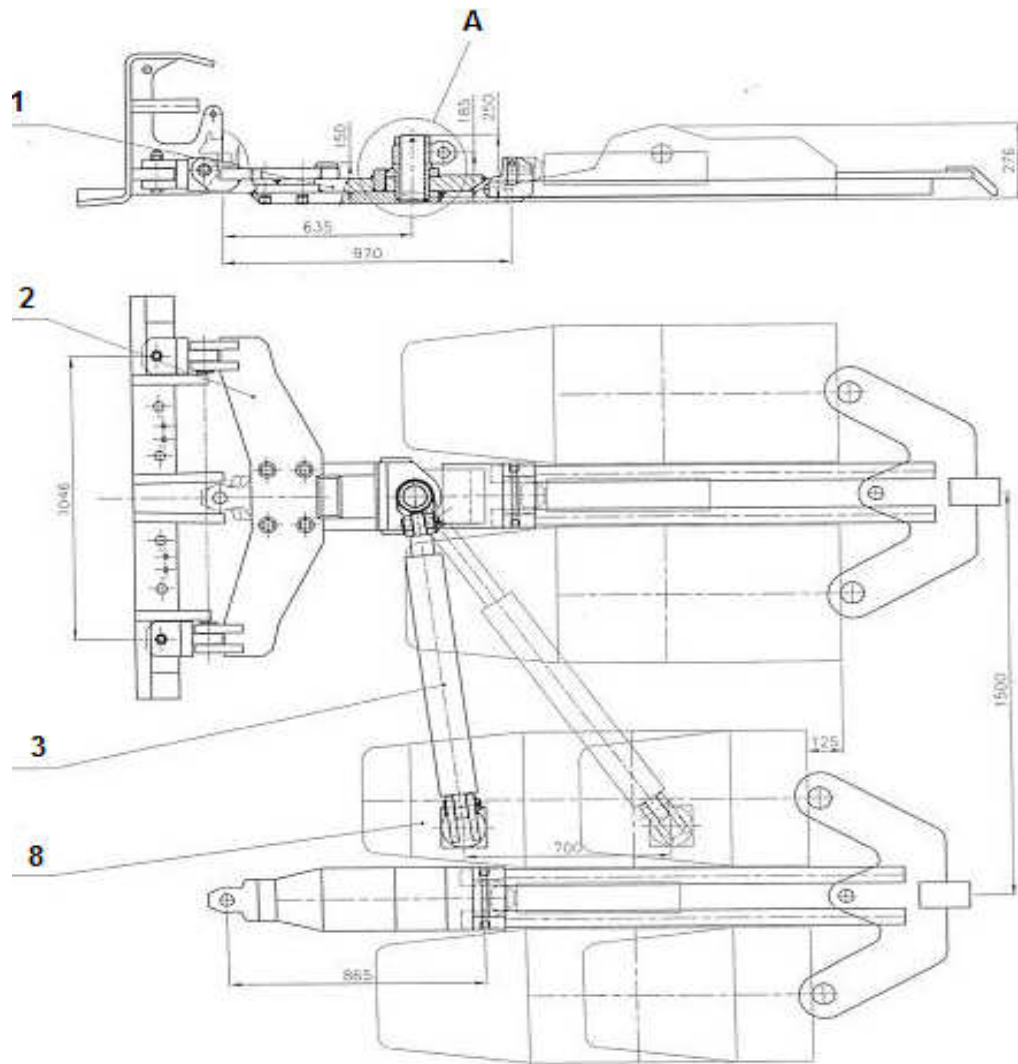
Blokové kotvenie je uchytené na sekciách mechanizovaných výstuží alebo na individuálnych stojkách výstuže. Pretože tieto musia byť presúvané (potom nefungujú ako podpera), mali by na každom pohone byť inštalované minimálne dve blokové kotvenia. Dostatočným počtom blokových kotvení je možné posunúť použitie kompletnej pluhovej súpravy i na poruby s úklonom väčším než 40°. [2]

A) Kotvenie SPZ 01

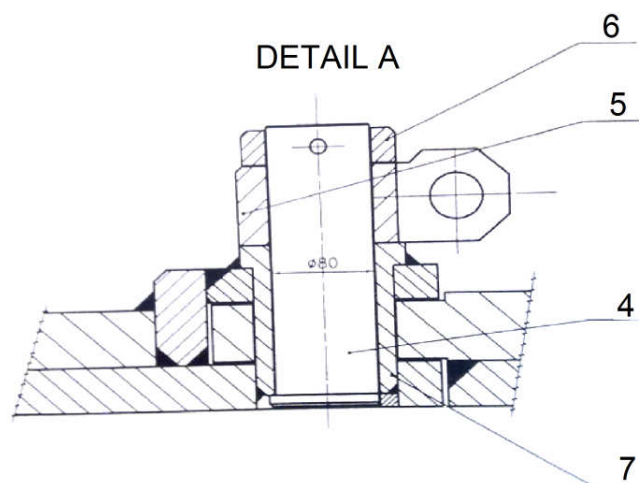
Stabilizačné zariadenie pluhového komplexu SPZ 01 je určené pre zachytenie síl a stabilizácií vzájomnej polohy hřeblového dopravníka s pluhom a sekciami mechanizovanej výstuže. [4]

Popis súčastí:

- 1 – kĺbový mostík,
- 2 – priečnik kotvenia,
- 3 – hydraulický valec s kĺbovými úchytmi,
- 4 – kotviace uloženie čapu,
- 5 – kĺbový úchyt,
- 6 – zaistovací krúžok,
- 7 – puzdro,
- 8 – spodná časť mechanizovanej výstuže. [2]



Obr. 10 - Úsekové kotvení SPZ 01



Obr. 11 – Detail A – uchytenie čapu

Stabilizačné zariadenie pozostáva z blokových kotviacích jednotiek, ich počet je daný dĺžkou porubu, úklonom pozdĺž piliera a inštalovaným výkonom poháňacích staníc. Bloková kotviaca jednotka zaisťuje bezpečný prechod obsluhujúcej osádky od minimálnej výšky sekcie 0,9 m. v prípade dočasného miestneho zníženia minimálnej výšky pod tuto hodnotu je možné odpojenie kotviaceho valca a vybratie čapu kotvenia.

Stabilizačné zariadenie je súčasťou celkového kotvenia pluhovej súpravy v porube. Jeho použitie nenahrádza použitie chodbového kotvenia hornej poháňacej stanice pluhu. V dobe prevádzky pluhu sú valce kotviacich jednotiek pod stálym tlakom a osovou zložkou svojej sily pridržujú dopravník proti ujdenu po úklone. [4]

B) Kotvenie WL-Becorit

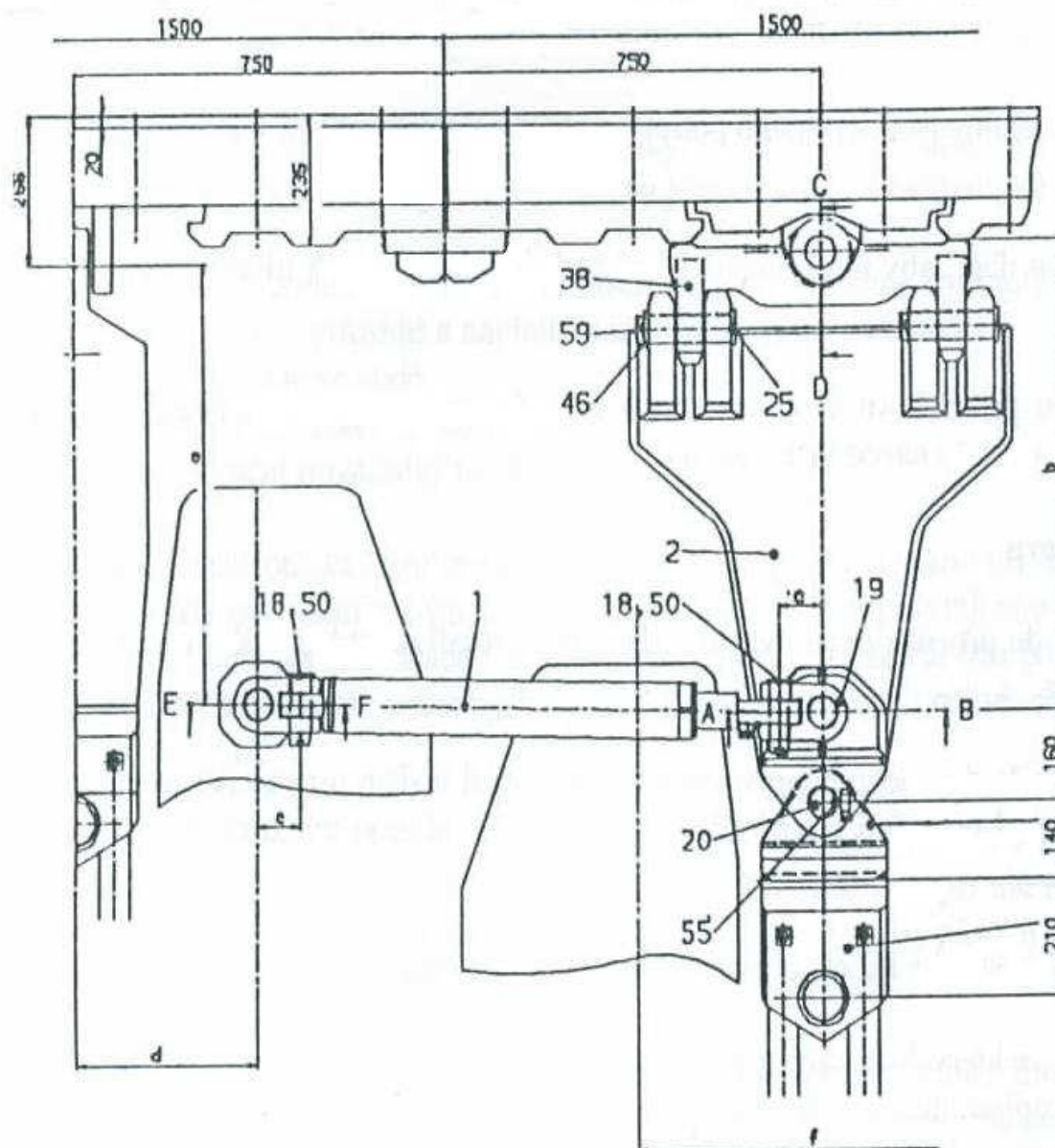
Priamočiary hydromotor (PHM) je spojený so spojovacím tiahlom, krížovým kĺbom a zaistený čapom. Upevňuje sa paralelne s dopravníkom na strmeni (fáracej vani), ktorý tvorí spojenie medzi výstužou (sekciami) a dopravníkom a aj na základovom ráme sekcie. Spojovacie tiahlo je uchytené k dopravníku pomocou úchyto.

Pre vyrovnanie nerovností sú úchyty prevedené ako kĺbové. Pri presúvaní nie sú PHM úsekového kotvenia zaistené, takže sa môžu vysúvať a zasúvať.

Ide o porubové kotvenie, ktoré sa používa v závislosti na dĺžke a úklone porubu. [4]

Je zložené z hlavných častí:

- priamočiary hydromotor,
- spojovacie tiahlo,
- čap,
- krížový kĺb,
- úchyt.



Obr. 12 – Kotvení WL-Becorit



Obr. 13 – Hydromotory úsekového kotvenia



Obr. 14 – Úsekové kotvenie priamo v prevádzke

II. PRAKTICKÁ ČASŤ

4. KONŠTRUKČNÝ NÁVRH ÚSEKOVÉHO BLOKOVÉHO KOTVENIA

V súčasnej dobe jestvuje pre výpočet kotvení pluhových súprav niekoľko seriózne spracovaných typov výpočtu napr.:

- a) Výpočet kotviacich síl porubových dobývacích komplexov, spracovaný Vysokou školou báňskou – Technickou univerzitou Ostrava, Fakultou strojní z roku 1993,
- b) Výpočet kotviacich síl pluhovej súpravy, spracovaný firmou Halbach & Braun z roku 1992,
- c) Výpočet kotvení pre pluhové prevádzky, spracovaný firmou DBT z roku 2005, [4]
- d) Výpočet podľa dizertačnej práce Ing. Pavla Hadravu z roku 2010.

Pre náš prípad pluhovej súpravy, budeme vychádzať z metodiky výpočtu podľa Ing. Hadravu, ktorú spracoval vo svojej dizertačnej práci uvedenej v použitej literatúre [4].

4.1. Výpočet kotviacej sily

Výpočet sa vzťahuje na kotvenie do úklonu 40° a je prevedený pre pluhovú súpravu RHH S 4.1, ktorého súčasťou je hřeblový dopravník PF 2.2/743.

Vstupné parametre porubu:

Dĺžka porubu: $L = 160 \text{ m}$,

Úklon porubu: $\alpha = 40^\circ$,

Mocnosť sloje: $h = 1,3 \text{ m}$.

Vstupné parametre pluhu PHH S 4.1: [10]

Pluhová reťaz: $\emptyset 34 \times 126$,

Výkon hlavného pohonu: $\frac{65}{200} \text{ kW}$,

Výkon pomocného pohonu: $\frac{65}{200} kW$,

Prevodovka: $S - 15 \text{ } \ddot{U}L, i = 21:1$,

Reťazové koleso: $z = 6$,

Rychlost pluhu: $v_p = 0,57 \text{ až } 1,76 m \cdot s^{-1}$,

Vstupné parametre dopravníku PF 2.2/743: [10]

Reťaz: $DMKB \text{ } \varnothing 26 \times 92$,

Výkon hlavného pohonu: $\frac{65}{132} kW$,

Výkon pomocného pohonu: $\frac{65}{132} kW$,

Prevodovka: $S - 10, i = 33:1$,

Reťazové koleso: $z = 8$,

Rychlost dopravníku: $v_D = 1,09 m \cdot s^{-1}$.

4.1.1. Ťažná sila od dopravníka

Ťažná sila od pohonov dopravníka vzniká ťahom reťaze z reťazového bubnu, ktorý je poháňaný elektromotorom pohonu dopravníka. Keďže máme výsypnú a vratnú stanicu, vznikajú nám tiež ťažné sily na týchto staniaciach. Veľkosť týchto síl určíme výpočtom zo vzťahov: [4]

A) Na výsypnej stanici (spodný pohon)

$$F_S = \frac{P_D \cdot \eta_a \cdot \beta}{v_D} \quad [4.1.1.]$$

$$F_S = \frac{132 \cdot 0,6 \cdot 2,5}{1,09}$$

$$F_s = \underline{181,7 \text{ kN}}$$

- hodnoty P_D, η_a, β, v_D volené podľa [10]

B) Na vratnej stanici (horný pohon)

$$F_v = F_s \cdot \eta_u \quad [4.1.2.]$$

$$F_v = 181,7 \cdot 0,9$$

$$F_v = \underline{163,53 \text{ kN}}$$

- veličina η_u je volená podľa [10]

Sila od reťaze dopravníka so spolupôsobením oboch pohonov:

$$F_k = F_s + F_v \quad [4.1.3.]$$

- dosadením vypočítaných síl z predchádzajúcich rovníc:

$$F_k = 181,7 + 163,53$$

$$F_k = \underline{345,23 \text{ kN}}$$

4.1.2. Ťažná sila od pohonov pluhu

Ťažná sila od pohonov pluhu vzniká ťahom reťaze z reťazového kolesa, ktoré je poháňané elektromotorom pohonu pluhu. Keďže máme pohony pluhu na oboch stranách porubu, musíme túto skutočnosť brať do úvahy i pri vlastnom výpočte. Veľkosť týchto síl určíme výpočtom zo vzťahov: [4]

A) Na prvom pohone

$$Fp_1 = \frac{P_P \cdot \eta_a \cdot \beta}{v_P} \quad [4.1.4.]$$

$$Fp_1 = \frac{200 \cdot 0,6 \cdot 2,5}{1,76}$$

$$Fp_1 = \underline{170,45 \text{ kN}}$$

- hodnoty P_D, η_a, β, v_P volené podľa [10]

B) Na druhom pohone

$$Fp_2 = Fp_1 \cdot \eta_u \quad [4.1.5.]$$

$$Fp_2 = 170,45 \cdot 0,9$$

$$Fp_2 = \underline{153,41 \text{ kN}}$$

- veličina $\eta_u = 0.9$ je volená podľa [10]

Sila od reťaze pluhu so spolupôsobením oboch pohonov:

$$Fp_A = Fp_1 + Fp_2 \quad [4.1.6.]$$

- dosadením vypočítaných síl z predchádzajúcich rovníc

$$Fp_A = 170,45 + 153,41$$

$$Fp_A = \underline{323,86 \text{ kN}}$$

4.1.3. Posuvné sily od pohonov dopravníka i pluhu

Pretože pri výpočte je v prevádzke ako dopravník tak aj pluh, výpočet posuvnej sily je nasledujúci:

Dopravník:

$$F_k = \frac{P_D \cdot \eta_a \cdot \beta}{v_D} + \frac{P_D \cdot \eta_a \cdot \beta \cdot (1 + \eta_u)}{v_D} \quad [4.1.7.]$$

$$F_k = \frac{132 \cdot 0,6 \cdot 2,5}{1,09} + \frac{132 \cdot 0,6 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,9)}{1,09}$$

$$F_k = \underline{526,93 \text{ kN}}$$

Pluh:

$$F_{pA} = \frac{P_P \cdot \eta_a \cdot \beta}{v_P} + \frac{P_P \cdot \eta_a \cdot \beta \cdot \eta_u}{v_P} \quad [4.1.8.]$$

$$F_{pA} = 170,46 + 153,41$$

$$F_{pA} = \underline{323,87 \text{ kN}}$$

Pri výpočte sa neuvažuje so súčasným využitím maximálneho výkonu dopravníka a pluhu vzhľadom k určitému predimenzovaniu výkonov týchto zariadení, nastavenie poistných spojok dopravníka a pluhu a vzhľadom k miestnym podmienkam v rúbaní. Z týchto príčin sa pre ďalší výpočet používa vyššia vypočítaná hodnota sily: [4]

$$F_k > F_{pA} \Rightarrow F_k = F_{vA} \quad [4.1.9.]$$

$$526,93 > 323,87 \Rightarrow F_k = F_{vA}$$

$$F_{vA} = \underline{526,93 \text{ kN} \dots \text{volíme } 527 \text{ kN}}$$

4.1.4. Pozdĺžna sila spôsobená tiažou zariadenia (vrátane rubaniny)

$$F_G = (G + G_R) \cdot \sin \alpha \quad [4.1.10.]$$

- hodnota G je váha dobývacieho zariadenia zložená z: [10]

Pomocný pohon:	141 kN ... 14373 kg
Hlavný pohon:	144 kN ... 14679 kg
Dopravník + vedenie:	1530 kN ... 155963,3 kg
Dobývacie zariadenie:	122 kN ... 12436,3 kg
Suma:	<u>Σ 1937 kN ... volím 1940 kN</u>

- hodnota G_R je váha naloženej rubaniny na dopravníku, ktorú určíme z:

$$G_R = m_R \cdot g \quad [4.1.11.]$$

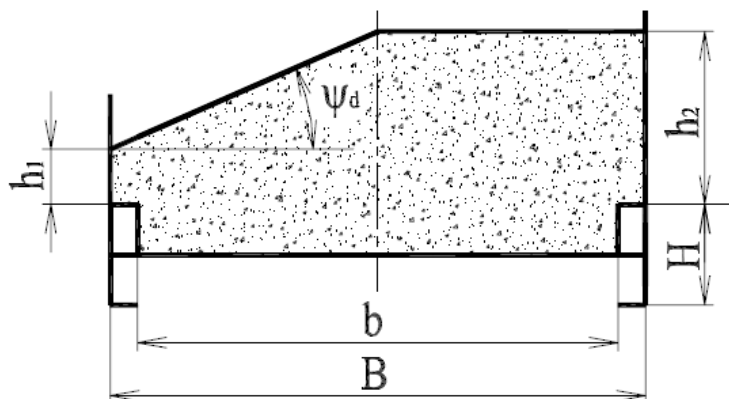
Výpočet hmotnosti rubaniny:

$$m_R = S \cdot L_N \cdot \rho_S \quad [4.1.12.]$$

Výpočet zaplnenej plochy dopravníka: [7]

$$S = 0,45 \cdot H \cdot b + \frac{B \cdot (h_1 + \operatorname{tg} \psi_d \cdot B \cdot 0,25)}{2} + 0,5 \cdot B \cdot h_2 \quad [4.1.13.]$$

Výpočet zaplnenej plochy dopravníka s jedným nadstaveným plechom:



Obr. 14 – Prierez naloženého dopravníka

Výška materiálu pri nadstavenom plechu: [7]

$$h_2 = h_1 + 0,5 \cdot B \cdot \operatorname{tg} \Psi_d \quad [4.1.14.]$$

$$h_2 = 116,5 + 0,5 \cdot 743 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

$$h_2 = \underline{376,63 \text{ mm}}$$

- hodnoty $h_1 = H/2 = 116,5 \text{ mm}$, $B = 743 \text{ mm}$ sú rozmery dopravníka podľa [2], hodnota Ψ_d sa u jednostranného nadstaveného plechu odporúča voliť 35° .

- po dosadení do výpočtu [4.1.13.] dostávame:

$$S = 0,45 \cdot 233 \cdot 545 + \frac{743 \cdot (116,5 + \operatorname{tg} 35^\circ \cdot 743 \cdot 0,25)}{2} + 0,5 \cdot 743 \cdot 376,63$$

$$S = 57143,3 + 91598,4 + 139918,1$$

$$S = 288\,659,7 \text{ mm}^2 = 0,2886598 \text{ m}^2 \dots \underline{\text{volíme } 0,289 \text{ m}^2}$$

- hodnoty $H = 233 \text{ mm}$, $b = B - 2 \cdot E = 545 \text{ mm}$, $E = 99 \text{ mm}$ vyplývajú z rozmerov dopravníka podľa [2].

Výpočet naloženej časti pri súhlasnej jazde pluhu a dopravníka:

$$L_N = L \cdot p \quad [4.1.15.]$$

- hodnota $L = 160 \text{ m}$ vyplýva zo zadania diplomovej práce, z výpočtu je zrejmé, že naloženie rubaniny na dopravníku je vo viacerých vrstvách

Výpočet pomeru rýchlostí:

$$p = \frac{v_P}{v_D} \quad [4.1.16.]$$

$$p = \frac{1,76}{1,09}$$

$$p \cong 1,62$$

- po dosadení do výpočtu:

$$L_N = 160 \cdot 1,62$$

$$L_N = \underline{262,8 \text{ m}}$$

- dosadením do výpočtu [4.1.12.] hmotnosti rubaniny:

$$m_R = 0,289 \cdot 262,8 \cdot 1000$$

$$m_R = \underline{75\,949,2 \text{ kg}}$$

- hodnota $\rho_S = 850 \text{ až } 1100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, volím $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ podľa [7].

- dosadením do rovnice [4.1.11.] vypočítame tiažovú silu od hmotnosti rubaniny:

$$G_R = 75\,949,2 \cdot 9,81$$

$$G_R = 745\,061,7 \text{ N} = \underline{745,062 \text{ kN}} \dots \text{volíme } 745 \text{ kN}$$

- ďalším dosadením do vzťahu pre pozdĺžnu silu [4.1.10.] spôsobenú tiažou zariadenia:

$$F_G = (1940 + 745) \cdot \sin 40^\circ$$

$$F_G = \underline{1725,88 \text{ kN}} \dots \text{volíme } 1726 \text{ kN}$$

- hodnota $\alpha = 40^\circ$ je daná v zadaní diplomovej práce.

4.1.5. Trecia sila medzi dopravníkom a počvou (vrátane rubaniny)

$$F_R = (G + G_R) \cdot f \cdot \cos \alpha \quad [4.1.17.]$$

$$F_R = (1940 + 745) \cdot 0,3 \cdot \cos 40^\circ$$

$$F_R = \underline{617,05 \text{ kN}} \dots \text{volíme } 620 \text{ kN}$$

- hodnota $f = 0,2$ až $0,4$, volím $0,3$ podľa [7]

A) Kotviaca sila proti pozdĺžnemu posuvu

Pri výpočte kotviacej sily proti pozdĺžnemu posuvu (F_{L12}) nepočítame s prídržnou silou výstuže. Táto je podstatná natoľko, že negatívne ovplyvňuje výpočet počtu blokových kotvení. Ich počet bude menší. Dôležité je si ale uvedomiť, že presúvacie zariadenie sekcií nie je konštruované na pôsobenie kolmých síl od pluhovej súpravy.

Pri nedostatočnom kotvení dochádza k posunutiu súpravy po úklone a deformácii vedení tlačných valcov sekcií a v mimoriadnom prípade dochádza k nachádzaniu podstav sekcií na tieto valce, vytáčaní sekcií po smere úklonu, deštrukcii vedenia tlačných valcov sekcií alebo samotných tlačných valcov sekcií. V tomto prípade nie je možné prevádzkovať rúbanie a dochádza k posunutiu pluhovej súpravy po úklone.

$$F_{L12} = Fv_A + F_G - F_R \quad [4.1.18.]$$

Po dosadení už vypočítaných hodnôt:

$$F_{L12} = 527 + 1726 - 620$$

$$F_{L12} = \underline{1633 \text{ kN}}$$

B) Potrebná kotviaca sila proti pozdĺžnemu posuvu

$$F_{HL12} = k \cdot F_{L12} \quad [4.1.19.]$$

Dosadením vypočítanej hodnoty:

$$F_{HL12} = 1,5 \cdot 1633$$

- veličina $k = 1,5$ je bezpečnosť volená podľa [10].

$$F_{HL12} = \underline{2449,5 \text{ kN}} > 0 \Rightarrow \text{musíme kotviť}$$

- ak $F_{HL12} < 0 \Rightarrow$ nie je nutné použiť blokové kotvenie,
- ak $F_{HL12} > 0 \Rightarrow$ musíme výpočtom stanoviť počet blokových kotvení. [4]

4.1.6. Stanovenie počtu blokových kotvení

Pri výpočte potrebného počtu blokových kotvení po dosadení vychádzame zo vzťahu:

$$z_1 = \frac{F_{HL12}}{F_{HB}} \quad [4.1.20.]$$

- hodnota F_{HB} je prídržná sila jedného blokového kotvenia podľa, pre náš zvolený hydraulický valec HV 100/70 x 650 sú sily:

Sila pri vysúvaní piestu:

$$F_{HBV} = \frac{p_{max} \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad [4.1.21.]$$

- hodnota tlaku volíme $p_{max} = 32 \text{ MPa}$:

$$F_{HBV} = \frac{32 \cdot \pi \cdot 100^2}{4}$$

$$F_{HBV} = \underline{251,33 \text{ kN}}$$

Sila pri zasúvaní piestu:

$$F_{HBZ} = \frac{p_{max} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad [4.1.22.]$$

$$F_{HBZ} = \frac{32 \cdot \pi \cdot (100^2 - 70^2)}{4}$$

$$F_{HBZ} = \underline{128,18 \text{ kN}}$$

- dosadíme vyššiu zo síl do rovnice [4.1.20.], ktorú je hydromotor schopný preniesť pri zasúvaní piestu:

$$z_1 = \frac{2449,5 \cdot 10^3}{251,3 \cdot 10^3}$$

$$z_1 = 10 \text{ ks}$$

Pri zohľadnení faktu, že pri presúvaní výstuže jedno blokové kotvenie nie je po určitú dobu v činnosti, vychádza potrebný počet blokových kotvení zo vzťahu:

$$z_2 = 10 + 1 = \underline{11 \text{ ks}}$$

Nezávisle na úklone sloje (aj v plochom uložení) a výsledku výpočtu kotvení, je vhodné zabudovať pri pohonoch po tri blokové kotvenia. Tieto nám zabraňujú zrážanie jednotlivých žľabov hřeblového dopravníka, ktoré je spôsobené ťahom posuvu dopravníka a napnutou reťazou dopravníka a pluhu.

Zrazené žľaby majú snahu sa vzpriečiť smerom hore, čím nám vznikajú problémy s ich ovládaním a môže dochádzať k ich poškodeniu. Tiež sa zabraňuje postupnému uchádzaniu dopravníka počas postupu porubovej fronty. Taktiež nie sú žiadne problémy s udrжанím pohonov a to predovšetkým hlavného (na presype) v potrebnej polohe. [4]

4.1.7. Výpočet bezpečnosti proti posunutiu súpravy

$$\vartheta = \frac{z_2 \cdot F_{HBV}}{F_{L12}} \quad [4.1.23.]$$

Podľa [10] dosadením vypočítaných hodnôt získame:

$$\vartheta = \frac{11 \cdot 251,33}{1633}$$

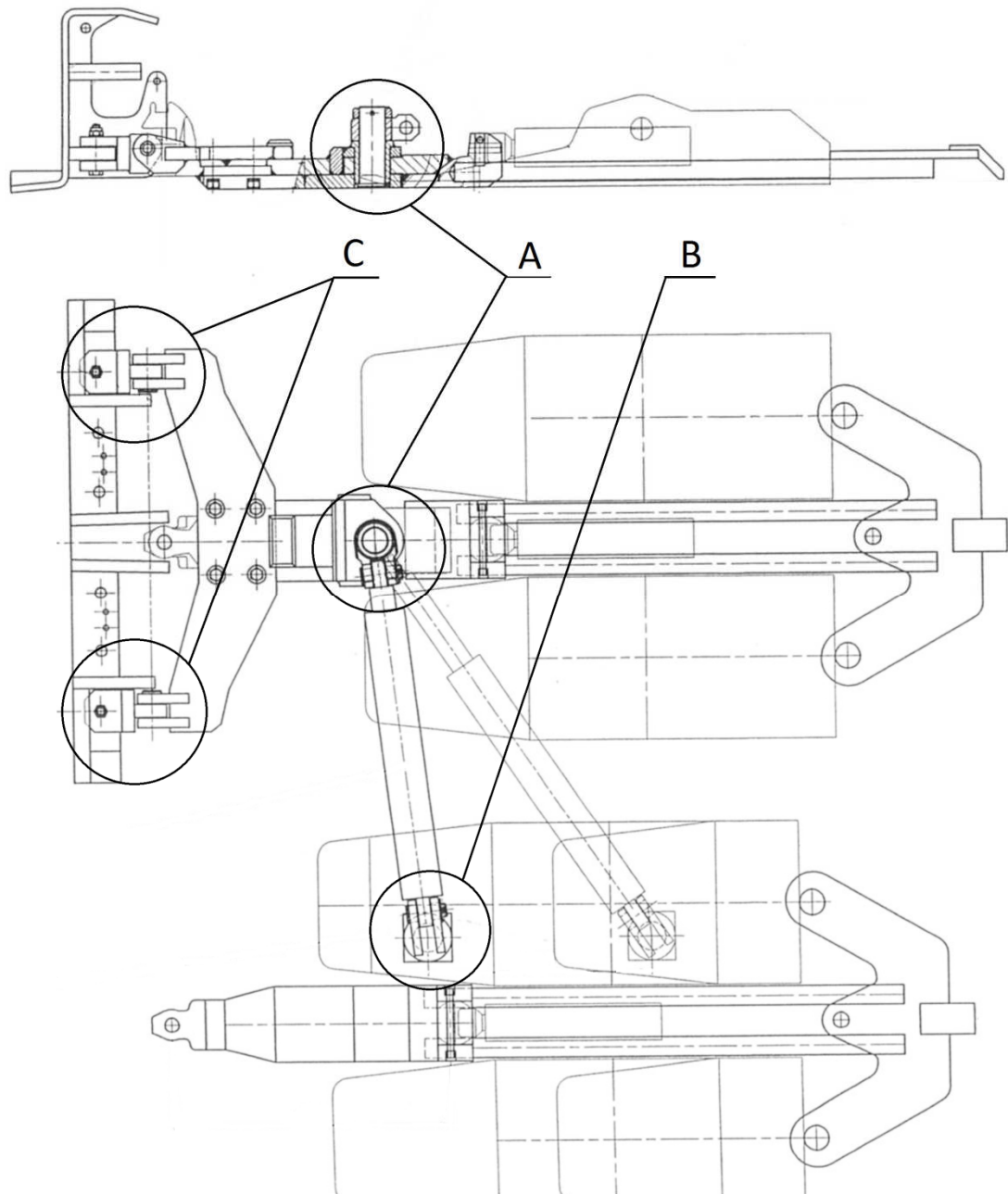
$$\vartheta = 1,69 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.2. Pevnostný výpočet a dimenzovanie jednotlivých častí

Jednotlivé uchytenia, ktoré je možné vidieť na obr. 15 sú väčšinou prevedené ako otočne uložené čapy, ktoré sú namáhané strihom, ohybom a na otláčenie. Ďalšie časti spojov, ako sú tiahla a vidlice, sú namáhané na ťah a otláčenie. V nasledujúcej kapitole

budeme navrhovať priemery čapov a ich rozmery, spĺňajúce pevnostné podmienky. Vypočítame potrebné priemery pre jednotlivé pevnostné podmienky, zvolíme vyššiu vypočítanú hodnotu, ktorú následne dosadíme do kontroly na otláčenie. Rovnako budeme navrhovať minimálne dovolené rozmery kritických miest vidlíc a ťahel namáhaných na ťah. Na obr. 15 nižšie ilustračne zobrazujeme miesta spojov, ktoré budeme dimenzovať.

Presný vzhľad stabilizačného zariadenia a rozmery spojov je možné vidieť v prílohe A.



Obr. 15 – Rozmiestnenie čapov hlavných úchyto

4.2.1. Návrh a kontrola čapov v mieste A**A) Čap č. 1**

Je vložený do puzdra v priečniku kotvenia a otočnej vidlice pripojenej k hydraulickému valcu kotvenia. Pôsobí naň vypočítaná výsuvná sila hydromotora F_{HBV} a snaží sa čap prestrihnúť v jednom mieste, čap je ďalej namáhaný na otláčenie a ohyb.

Návrh priemeru z podmienky na strih:

- pre strih platí:

$$\tau_{DS} \geq \frac{F_{HBV}}{A} \Rightarrow d \quad [4.2.1.]$$

- kde hodnota $\tau_{DS} = 0,6 \cdot \left(\frac{R_e}{k}\right) = 236 \text{ MPa}$ je podľa materiálu čapu, ktorý volíme 14220.4, $R_e = 590 \text{ MPa}$, $k = 1,5$: [8]

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [4.2.2.]$$

- po dosadení a vyjadrení z [4.2.1.]

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HBV}}{\tau_{DS} \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 251,3 \cdot 10^3}{236 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 36,8 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 40 \text{ mm}}$$

Návrh priemeru z podmienky na ohyb:

- pre ohybové napätie platí:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{DO} \quad [4.2.3.]$$

$$M_O = F_{HL12} \cdot \left(\frac{s_1}{2} + \frac{s_2}{2} \right) \quad [4.2.4.]$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [4.2.5.]$$

- pre materiál čapu 14 220.4, kde $R_e = 590 \text{ MPa}$, $k = 1,5$ je $\sigma_{DO} = \left(\frac{R_e}{k} \right) = 393,3 \text{ MPa}$: [8]

- v našom prípade volíme $s_1 = 50 \text{ mm}$, $s_2 = 70 \text{ mm}$

- po dosadení do rovnice [4.2.3.] si vyjadríme neznámy priemer d :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{HBV} \cdot \left(\frac{s_1}{2} + \frac{s_2}{2} \right)}{\pi \cdot \sigma_{DO}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 251,3 \cdot 10^3 \cdot 60}{\pi \cdot 393,3}}$$

$$d \geq 73,09 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 80 \text{ mm}}$$

Pri návrhu priemeru čapu z podmienky na strih a z podmienky na ohyb, nám vyšli dve rozdielne hodnoty. Volíme teda vyššiu z hodnôt, ktorú ďalej dosadíme do výpočtu na kontrolu otláčenia čapu.

Kontrola čapu na otláčenie:

$$p_1 = \frac{F_{HBV}}{d \cdot s_1} \leq p_D \quad [4.2.6.]$$

$$p_2 = \frac{F_{HBV}}{d \cdot s_2} \leq p_D \quad [4.2.7.]$$

- kde hodnoty dovoleného napätia pre materiál čapu 14 220.4, $p_D = (0,1 \text{ až } 0,3) \cdot R_e = 0,2 \cdot 590 = 118 \text{ MPa}$:

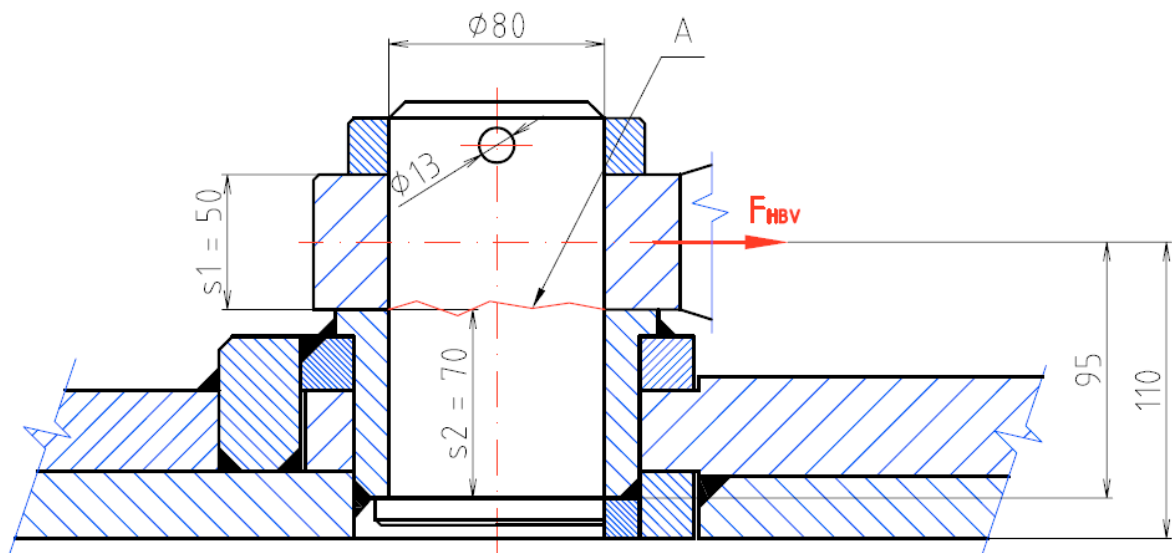
- po dosadení dostávame:

$$p_1 = \frac{251,3 \cdot 10^3}{80 \cdot 50} \leq p_D$$

$$p_1 = 62,8 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{251,3 \cdot 10^3}{80 \cdot 70} \leq p_D$$

$$p_2 = 44,9 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$



Obr. 16 – Čap č. 1 miesto A

B) Čap č. 2

Tento je namáhaný na ohyb, strih a otláčené v tiahle a vidlici. Výpočet na strih sa väčšinou zanedbáva, no my si ho uvedieme, aby nám bolo zrejmé a uvedomili si rozdiely v jednotlivých výpočtoch, kde sa líšia hodnoty výsledného priemeru čapu. Čap je strihaný v dvoch prierezoch. Spája otočne uložené puzdro s vidlicou, nasunutú na čape a priamočiary hydromotor.

Návrh priemeru z podmienky na strih:

Čap je strihaný v dvoch prierezoch, preto bude vzťah na výpočet priemeru vyzerat trochu inak ako v predchádzajúcom prípade, materiál čapov 14 220.4 volíme pre všetky rovnaký, teda všetky dovolené namáhania na strih, ohyb aj otláčenie sa zhodujú s vypočítanými dovolenými hodnotami uvedenými pri výpočte čapu č. 1: [1]

$$\tau_{DS} \geq \frac{F_{HBV}}{2 \cdot A} \Rightarrow d \quad [4.2.8.]$$

- vyjadríme priemer a dosadíme známe hodnoty:

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_{HBV}}{\tau_{DS} \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 251,3 \cdot 10^3}{236 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 26,03 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 30 \text{ mm}}$$

Návrh priemeru z podmienky na ohyb:

- podľa [1]:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{DO} \quad [4.2.9.]$$

$$M_O = \frac{1}{8} \cdot F_{HBV} \cdot (a + 2 \cdot b) \quad [4.2.10.]$$

$$W_O = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^3 \quad [4.2.11.]$$

- po úprave a dosadení do [4.2.9.] vyjadríme priemer čapu:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{HBV} \cdot (a + 2 \cdot b)}{\pi \cdot \sigma_{DO}}}$$

- hodnoty volíme $a = 50 \text{ mm}$, $b = a/2 = 25 \text{ mm}$:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 251,3 \cdot 10^3 \cdot (50 + 2 \cdot 25)}{\pi \cdot 393,3}}$$

$$d \geq 43,3 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 50 \text{ mm}}$$

Pri návrhu priemeru čapu z podmienky na strih a z podmienky na ohyb, nám vyšli dve rozdielne hodnoty. Volíme teda vyššiu z hodnôt, ktorú ďalej dosadíme do výpočtu pre získanie ďalších rozmerov podľa obr. 17 a do výpočtu na kontrolu otlačenia čapu.

Vypočítame ďalšie hodnoty vid' obr. 17:

$$Lf = a + (2 \cdot b) + 10 \quad [4.2.12.]$$

$$Lf = 50 + (2 \cdot 25) + 5$$

$$Lf = \underline{105 \text{ mm}}$$

Kontrola na otlačenie čapu v tiahle:

$$p = \frac{F_{HBV}}{d \cdot a} \leq p_D \quad [4.2.13.]$$

$$p = \frac{251,3 \cdot 10^3}{50 \cdot 50}$$

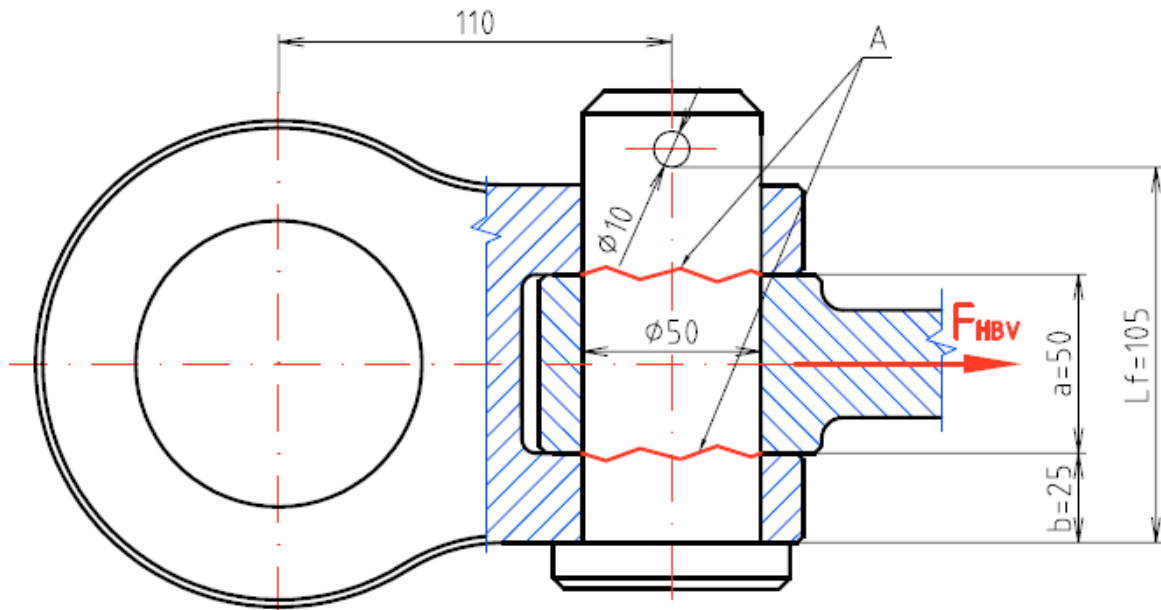
$$p = \underline{100,52 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$

Kontrola na otlačenie čapu vo vidlici:

$$p = \frac{F_{HL12}}{2 \cdot d \cdot b} \leq p_D \quad [4.2.14.]$$

$$p = \frac{251,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 50 \cdot 25}$$

$$p = \underline{100,52 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$



Obr. 17 – Čap č. 2 miesto A

C) Kontrola kritických miest vo vidlici:

Vidlica je namáhaná od sily hydraulického valca na ťah. Najviac kritické miesta sú v oblasti nad a pod otvorom pre čap, kde je najtenšia vrstva materiálu vid' obr. 18. Z podmienky pre ťah zistíme minimálnu dovolenú plochu pre tieto rizikové oblasti a zvolíme vyššiu hodnotu.

$$\sigma_t = \frac{F_{HBV}}{A} \leq \sigma_{Dt} \quad [4.2.15.]$$

$$\frac{F_{HBV}}{\sigma_{Dt}} \leq A$$

- pre materiál vidlice 14 220.4, kde $R_e = 590 \text{ MPa}$, $k = 1,5$ je $\sigma_{Dt} = \left(\frac{R_e}{k}\right) = 393,3 \text{ MPa}$: [8]

$$\frac{251,3 \cdot 10^3}{393,3} \leq A$$

$$A \geq \underline{638,95 \text{ mm}^2}$$

- plocha namáhaná ťahom v kritickom mieste je daná tiež vzťahom:

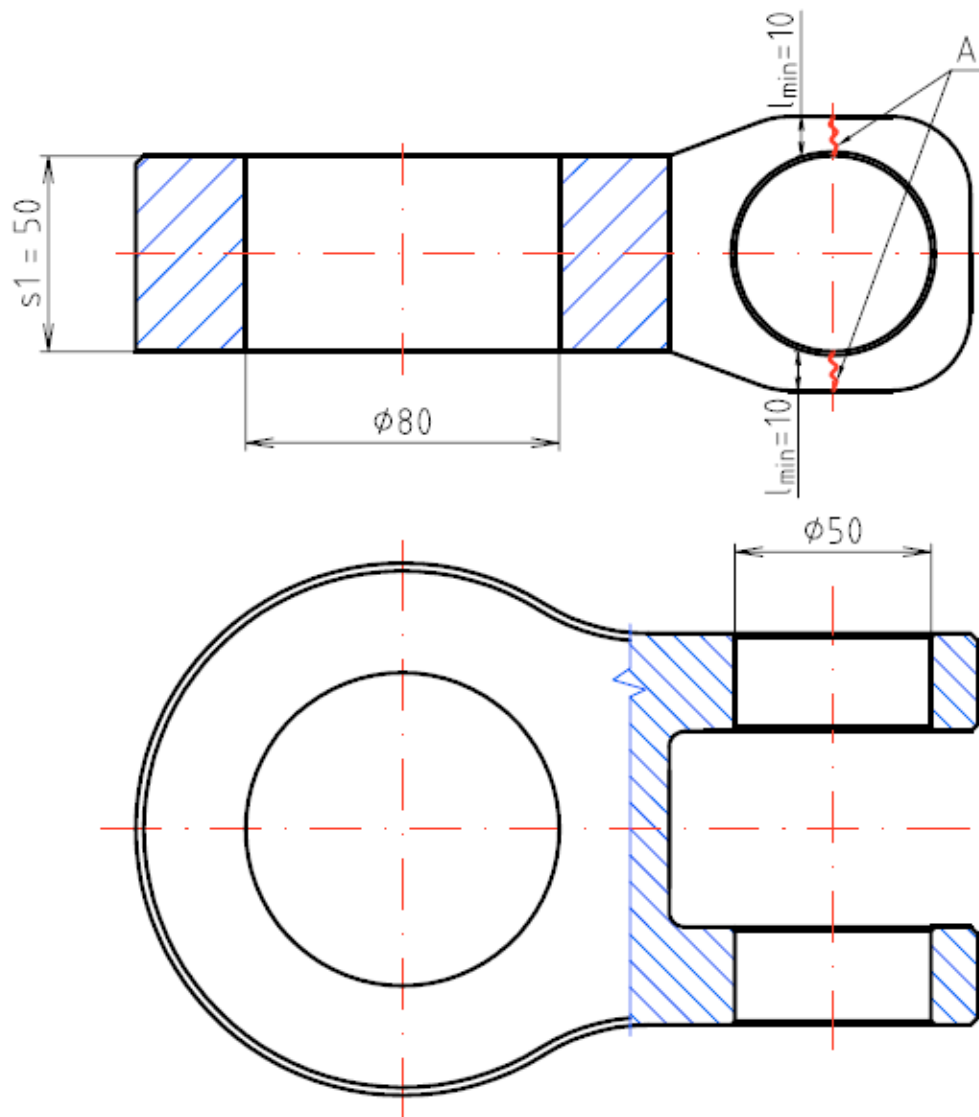
$$A \geq 2 \cdot b \cdot l_{vmin} \quad [4.2.16.]$$

$$638,95 \geq 2 \cdot 25 \cdot l_{vmin} \Rightarrow l_{vmin}$$

$$l_{vmin} \geq \frac{638,95}{2 \cdot 25}$$

$$l_{vmin} \geq 12,78 \text{ mm} \dots \text{volíme } 20 \text{ mm}$$

- z výpočtu vyplýva, že minimálna výška materiálu nad a rovnako aj pod otvorom pre čap volíme $l_{vmin}/2 = 20/2 = 10 \text{ mm}$, vid' obr. 18.



Obr. 18 – Kritické plochy na vidlici

D) Kontrola kritických miest v tiahle:

Kritické miesto v tiahle sa prakticky nachádza na rovnakom mieste ako na vidlici, teda nad a pod dierou pre čap. Ak uvažujeme rovnaký materiál ako pre vidlicu, tak podmienka pre namáhanie ťahom je rovnaká, až na skutočnosť, že na rozdiel od vidlice nemáme kritické plošky 4 ale len 2.

$$A \geq a \cdot l_{Tmin} \quad [4.2.17.]$$

$$A \geq 50 \cdot l_{Tmin} \Rightarrow l_{Tmin}$$

$$l_{Tmin} \geq \frac{638,95}{50}$$

$$l_{Tmin} \geq 12,8 \text{ mm} \dots \underline{\text{volíme } 20 \text{ mm}}$$

- z výpočtu vyplýva, že minimálna výška materiálu nad a rovnako aj pod otvorom pre čap volíme rovnakú ako pri vidlici $l_{Tmin}/2 = 20/2 = 10 \text{ mm}$.

4.2.2. Návrh a kontrola čapov v mieste B**A) Čap č. 1**

Je otočne uložený do puzdra v základovom ráme, v hornej časti je vyhotovený ako vidlica, aby sa mohol ďalším čapom spojiť s tiahom hydraulického valca, ktorý prenáša vypočítanú výsuvnú silu hydromotora F_{HBV} .

Návrh priemeru z podmienky na strih:

Keďže na tento čap (obr. 19) pôsobí sila rovnakej veľkosti ako pri čape č.1 v predchádzajúcom prípade v mieste A (obr. 16) a taktiež, ako sme už spomínali uvažujeme rovnaký materiál čapu, z podmienky pre strih nám vychádza výpočet priemeru čapu rovnaký, teda:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HBV}}{\tau_{DS} \cdot \pi}} \quad [4.2.18.]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 251,3 \cdot 10^3}{236 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 36,82 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 40 \text{ mm}}$$

Návrh priemeru z podmienky na ohyb:

Pre ohybové napätie v tomto prípade platí to, čo pri výpočte priemeru čapu č. 1 v mieste A, keďže sa čap trochu odlišuje svojou konštrukciou a spôsobom uloženia (viď. obr. 19) od čapu č. 1 v mieste A, teda aj výpočet ohybového momentu obsahuje malú zmenu:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{DO} \quad [4.2.19.]$$

$$M_O = F_{HBV} \cdot \left(\frac{s_1}{2} + h \right) \quad [4.2.20.]$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [4.2.21.]$$

- v našom prípade volíme $s_1 = 70 \text{ mm}$, $h = 25 \text{ mm}$

- po dosadení do prvej rovnice si vyjadríme neznámy priemer d :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{HBV} \cdot \left(\frac{s_1}{2} + h \right)}{\pi \cdot \sigma_{DO}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 251,3 \cdot 10^3 \cdot 60}{\pi \cdot 393,3}}$$

$$d \geq 73,09 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 80 \text{ mm}}$$

Pri výpočtoch priemeru čapu nám z podmienky na strih vyšiel priemer $\varnothing 40 \text{ mm}$ a pri podmienke na ohyb zase priemer $\varnothing 80 \text{ mm}$. Situácia sa teda opakuje s predchádzajúcimi výpočtami čapov v mieste A, a opäť volíme vyššiu vypočítanú hodnotu $\varnothing 80 \text{ mm}$, ktorú použijeme do výpočtu na otláčenie.

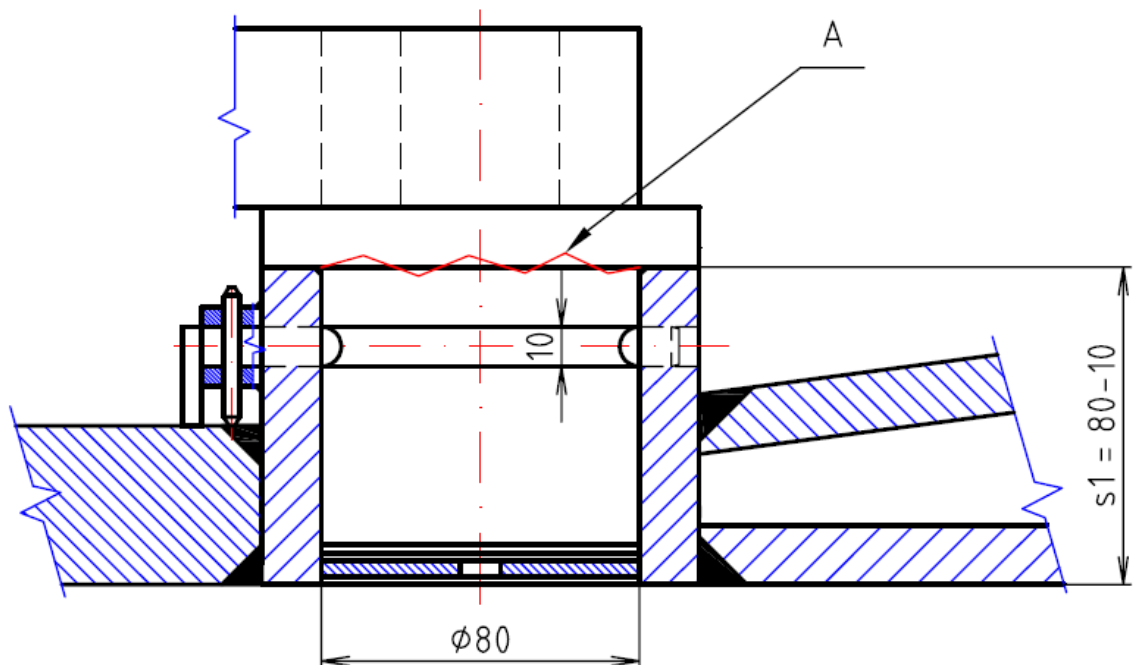
Kontrola čapu na otláčenje:

$$p_1 = \frac{F_{HL12}}{d \cdot s_1} \leq p_D \quad [4.2.22.]$$

- po dosadení dostávame:

$$p_1 = \frac{251,3 \cdot 10^3}{80 \cdot 70}$$

$$p_1 = \underline{44,9 \text{ MPa}} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$



Obr. 19 – Čap č. 1 v mieste B

B) Čap č. 2

Spojuje vidlicu otočného čapu s tiahom hydraulického valca. Ide o čap rovnaký ako na obr. 17 s rovnako veľkým zaťažením a spôsobom namáhania. Môžeme teda hneď zvoliť rovnako nadimenzovaný čap viď obr. 20.

Z dôvodu že výpočty pre kontrolu čapu na ohyb, strih aj otlačenie sú úplne identické ako pre čap z obr. 17, tieto nebudeme uvádzať.

Volíme teda rozmery:

$$d = 50 \text{ mm},$$

$$L_f = 105 \text{ mm},$$

$$a = 50 \text{ mm},$$

$$b = 25 \text{ mm}.$$

Kontrola na otlačenie v tiahle:

$$p = \frac{F_{HBV}}{d \cdot a} \leq p_D \quad [4.2.23.]$$

$$p = \frac{251,3 \cdot 10^3}{50 \cdot 50}$$

$$p = \underline{100,52 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$

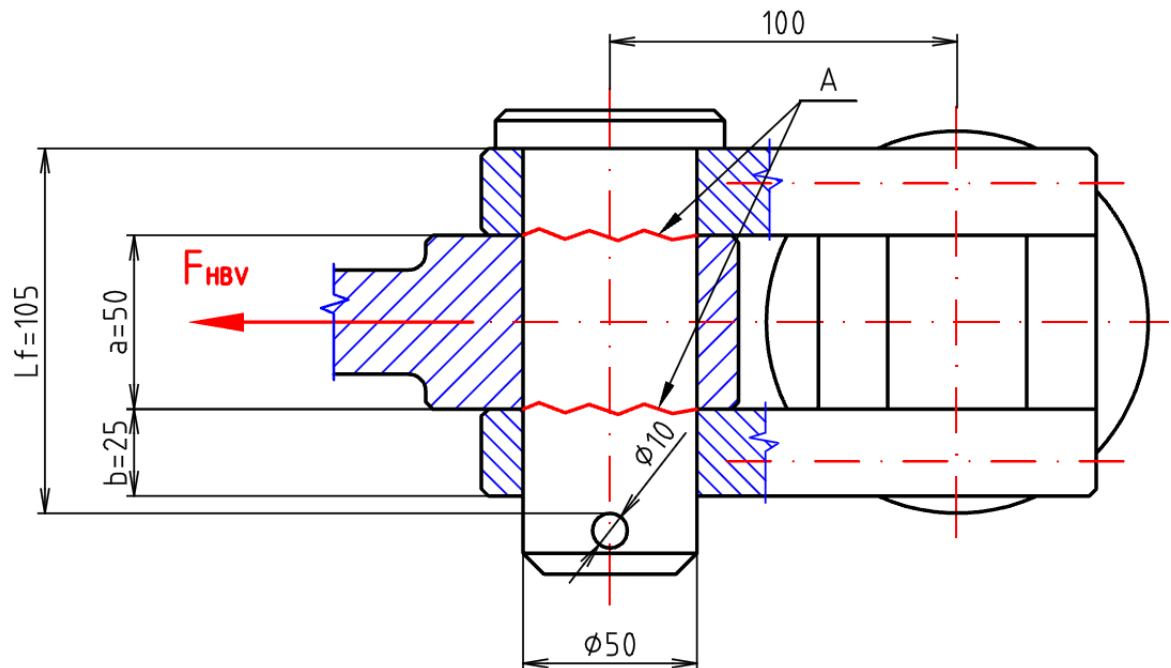
Kontrola na otlačenie vo vidlici:

$$p = \frac{F_{HBV}}{2 \cdot d \cdot b} \leq p_D \quad [4.2.24.]$$

$$p = \frac{251,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 50 \cdot 25}$$

$$p = \underline{100,52 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$

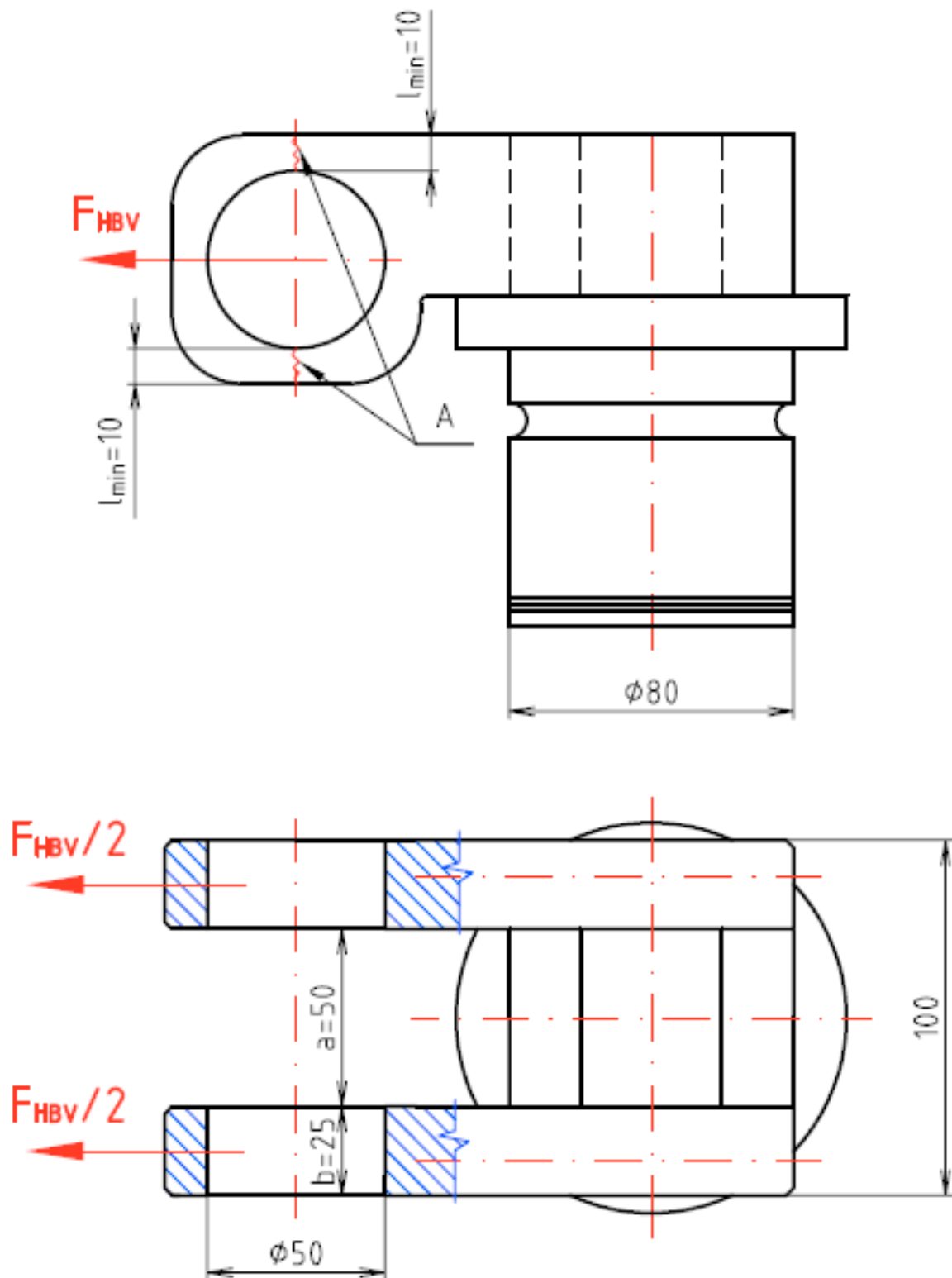
Pri výpočte priemeru čapu a následne ďalších rozmeroch, ktoré sa zhodujú s výpočtami čapu. č. 2 v mieste A, logicky aj v kontrole na otlačenie v tiahle a vo vidlici, nám vychádzajú rovnaké hodnoty tlakov, ktoré vyhovujú dovolenému tlaku pre daný materiál čapu.



Obr. 20 – Čap č. 2

C) Kontrola kritických miest vo vidlici a tiahle:

Pretože ide o úplne rovnakú situáciu ako pri vidlici a tiahle v predchádzajúcom prípade, výpočty z dôvodu duplicity nebudeme uvádzať a rovno môžeme určiť, že volíme rovnaké hodnoty výšky materiálu v kritických miestach, ako v prípade predchádzajúcom, teda pre vidlicu $l_{vmin}/2 = 20/2 = 10 \text{ mm}$ a tiahlo $l_{Tmin}/2 = 20/2 = 10 \text{ mm}$ vid' obr. 21.



Obr. 21 - Kritické plochy na vidlici

4.2.3. Návrh a kontrola čapov v mieste C – spojenie s dopravníkom

V tomto mieste dochádza k spojeniu vidlice prizvárannej na priečniku kotvenia spolu s ďalšou vidlicou k vedeniu hřeblového (stenového) dopravníka, pomocou dvojice čapov a dvojice skrutiek, ktoré sú umiestnené symetricky podľa osy kotviaceho priečnika.

Pri dimenzovaní priemerov skrutiek a čapov potrebných pre uchytenie vychádzame zo situácie, kedy pri odtiahnutí hřeblového dopravníka smerom od pilierovej strany je nutné, aby čapy a skrutky dokázali vydržať silu potrebnú na prekonanie trecej sily, vyplývajúcej z hmotnosti sekcie mechanizovanej výstuže a súčiniteľa trenia medzi počvou a sekciou. Táto sila sa rozdeľuje na polovicu, keďže spojenie k dopravníku je v dvoch miestach.

Pri pohybe výstuže opačným smerom, teda pri zasunutí dopravníka do piliera sa nám vidlice oprú o plošky S (viď. obr. 23), teda skrutky nie sú namáhané ako to bolo pri predchádzajúcej situácii pri odťahovaní dopravníka.

Čapy a skrutky budeme dimenzovať podľa podmienky na strih a na ohyb, vypočítaný priemer skontrolujeme na otláčenie.

Pri výpočte neuvažujeme vypočítanú silu hydraulického valca F_{HBV} , lebo pri presúvaní sekcie táto nie je aktívna, počítame teda len z odporu trecej sily o počvu.

A) Výpočet priemeru čapov:

Návrh priemeru z podmienky na strih:

$$\tau_{DS} \geq \frac{F_T}{A} \Rightarrow d \quad [4.2.25.]$$

Celková sila sa rozdeľuje do dvoch čapov, teda uvažujeme jej polovičnú hodnotu. Každý čap je strihaný v dvoch prierezoch, preto plocha na ktorú sila pôsobí je dvojnásobná:

$$\tau_{DS} \geq \frac{\frac{F_T}{2}}{2 \cdot A} \Rightarrow d \quad [4.2.26.]$$

Výpočet trecej sily:

$$F_T = F_G \cdot f \quad [4.2.27.]$$

- hodnota $f = 0,2$ až $0,4$, volím $0,3$ podľa [9]:

Sila od hmotnosti sekcie:

$$F_G = G_s \cdot g \quad [4.2.28.]$$

- hodnota hmotnosť mechanizovanej výstuže Hemscheidt KG 291 je $G_s = 9500 \text{ kg}$:

$$F_G = 9500 \cdot 9,81$$

$$F_G = \underline{93\,195 \text{ N}}$$

- po dosadení do vzťahu [4.2.26.]:

$$F_T = 93\,195 \cdot 0,3$$

$$F_T = 27\,958,5 \text{ N} \dots \underline{\text{volíme } 28 \text{ kN}}$$

- dosadením a vyjadrením priemeru z rovnice [4.2.25.] dostávame:

$$d \geq \sqrt{\frac{F_T}{\tau_{DS} \cdot \pi}}$$

Keďže pôsobiaca trecia sila je oveľa menšia ako vypočítaná sila od priamočiareho hydromotora, s ktorou sme počítali pri čapoch v miestach A a B, volíme lacnejší materiál 11 500, ktorého hodnota dovoleného namáhania na strih je $\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$ [1]:

$$d \geq \sqrt{\frac{28 \cdot 10^3}{80 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 10,6 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 12 \text{ mm}}$$

Návrh priemeru z podmienky na ohyb:

- podľa [1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad [4.2.29.]$$

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot \frac{F_T}{2} \cdot (a + 2 \cdot b) \quad [4.2.30.]$$

$$W_o = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^3 \quad [4.2.31.]$$

- po úprave a dosadení vyjadríme priemer čapu:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \frac{F_T}{2} \cdot (a + 2 \cdot b)}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

- hodnoty volíme $a = 30 \text{ mm}$, $b = a/2 = 15 \text{ mm}$, pre materiál 11 500 je dovolené namáhanie v ohybe $\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$ [1]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 28 \cdot 10^3 \cdot (30 + 2 \cdot 15)}{\pi \cdot 120}}$$

$$d \geq 20,73 \text{ mm} \dots \underline{\text{volím } \varnothing 24 \text{ mm}}$$

Pri návrhu priemeru čapu z podmienky na strih a z podmienky na ohyb, nám vyšli dve rozdielne hodnoty. Volíme teda vyššiu z hodnôt, ktorú ďalej dosadíme do výpočtu na kontrolu otláčenia čapu.

Kontrola na otláčenie v tiahle:

- podľa [1]:

$$p = \frac{\frac{F_T}{2}}{d \cdot a} \leq p_D \quad [4.2.32.]$$

- pre materiál 11 500 je dovolené otláčenie $p_D = 120 \text{ MPa}$

$$p = \frac{\frac{28}{2} \cdot 10^3}{24 \cdot 30}$$

$$p = \underline{19,44 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$

Kontrola na otlačenie vo vidlici:

$$p = \frac{\frac{F_T}{2}}{2 \cdot d \cdot b} \leq p_D \quad [4.2.33.]$$

$$p = \frac{\frac{28}{2} \cdot 10^3}{2 \cdot 24 \cdot 15}$$

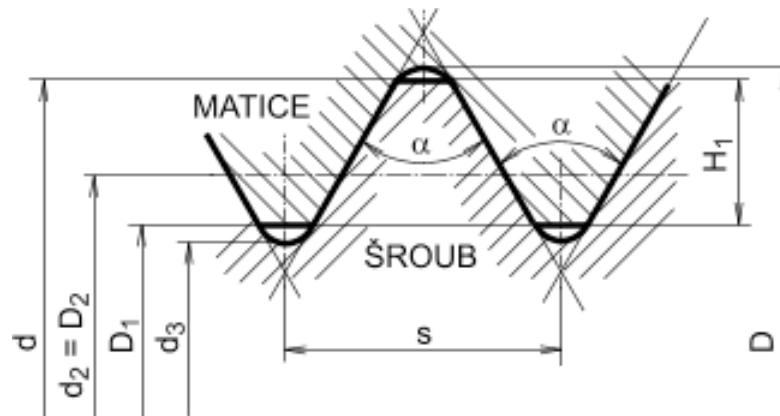
$$p = \underline{19,44 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}}$$

- ďalšie rozmery čapu sú podľa [8]: $L_f = (a + 2 \cdot b) + 5 = (30 + 2 \cdot 15 + 5) = 65 \text{ mm}$, $D_h = 36 \text{ mm}$, $d_1 = 6,3 \text{ mm}$.

B) Výpočet priemeru skrutiek:

Výpočet skrutiek, rovnako ako aj výpočet čapov, je založený na tom že súčasti sú namáhané ohybom, strihom a na otlačenie. Keďže je uloženie skrutky v konštrukcii rovnaké ako uloženie čapov, na každú skrutku pôsobí rovnaká polovičná trecia sila ako na čapy a aj rozmery, ktoré ovplyvňujú veľkosť ohybového momentu sú rovnaké, môžeme teda povedať, že priemer skrutky bude rovnaký ako priemer čapu.

Do úvahy musíme brať najmenší priemer závitů vid' obr. 22, ktorý nesmie klesnúť pod vypočítanú hodnotu $d = 20,73 \text{ mm}$, volíme teda $d_3 = 22,773 \text{ mm}$, čo odpovedá doporučenej skrutke M24 x 90 ČSN 021301 s rozmermi $d = 24 \text{ mm}$, $d_1 = 22,917 \text{ mm}$, $d_2 = 23,350 \text{ mm}$.



Obr. 22 – Rozmery skrutky (metrický závit)

C) Výpočet kritických miest vo vidlici

Na obr. 23 vidíme, že na pripojenie priečniku kotvenia k žľabu dopravníka sú okrem dvojice čapov a skrutiek, použité aj dve vidlice, vyhotovené ako zvarky. Jedna strana zvarku – vidlica je pripojená pomocou skrutky na žľab. Druhá strana, ktorá predstavuje tiahlo, je vložená do vidlice, privarenej priamo na dosku priečniku kotvenia a čap ich vzájomne spojuje.

Ako materiál plechov, pre zvarky nemôžeme voliť rovnaký ako v predchádzajúcich výpočtoch čapov teda 11 500, pretože má obtiažnu zvariteľnosť. Volíme preto materiál vhodný na zváranie a to 11 343.0.

Kritické miesta sú ako u predošlých vidlíc v najužšom mieste materiálu nad a pod dierou pre čap vid' obr. 23.

Pri výpočte vychádzame z rovnakej trecej sily, ako pri navrhovaní priemeru čapu a skrutky. Sila sa vďaka symetricky rozdelenej konštrukcii dosky priečniku kotvenia rozdeľuje na dve, a teda na každú vidlicu pôsobí jej polovičná hodnota:

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_T}{2}}{A} \leq \sigma_{Dt} \quad [4.2.34.]$$

- pre materiál vidlice 11 343.0, kde $R_e = 180 \text{ MPa}$, $k = 1,5$ je $\sigma_{Dt} = \left(\frac{R_e}{k} \right) = 120 \text{ MPa}$: [8]

$$\frac{14 \cdot 10^3}{120} \leq A$$

$$A \geq \underline{116,7 \text{ mm}^2}$$

- plocha namáhaná ťahom v kritickom mieste je daná tiež vzťahom:

$$A \geq 2 \cdot b \cdot l_{Vmin} \quad [4.2.35.]$$

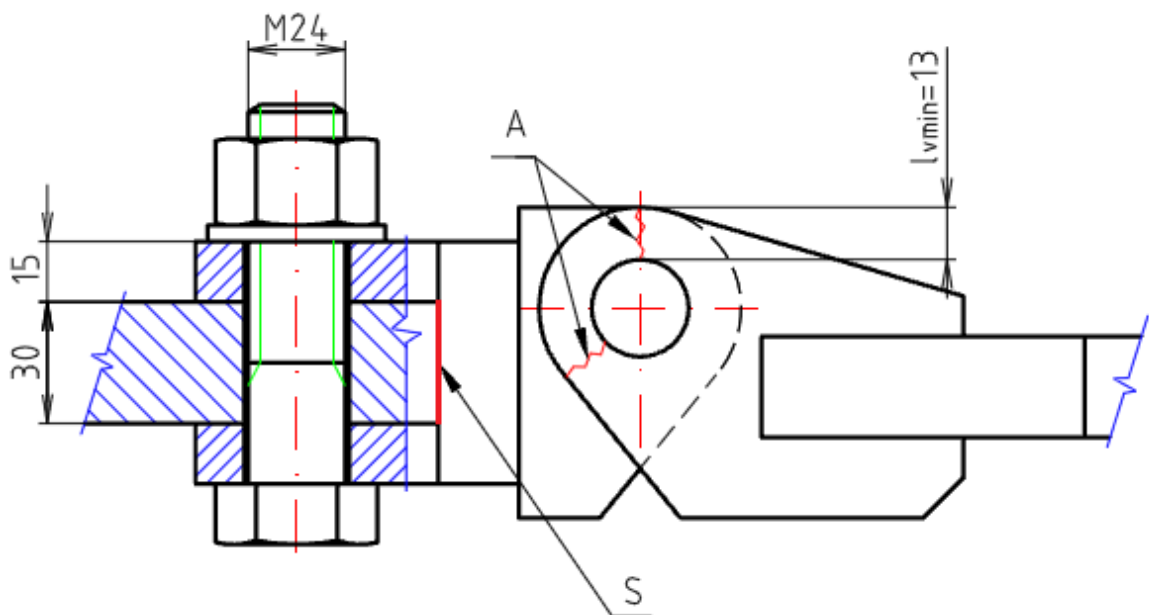
$$116,7 \geq 2 \cdot 15 \cdot l_{Vmin} \Rightarrow l_{Vmin}$$

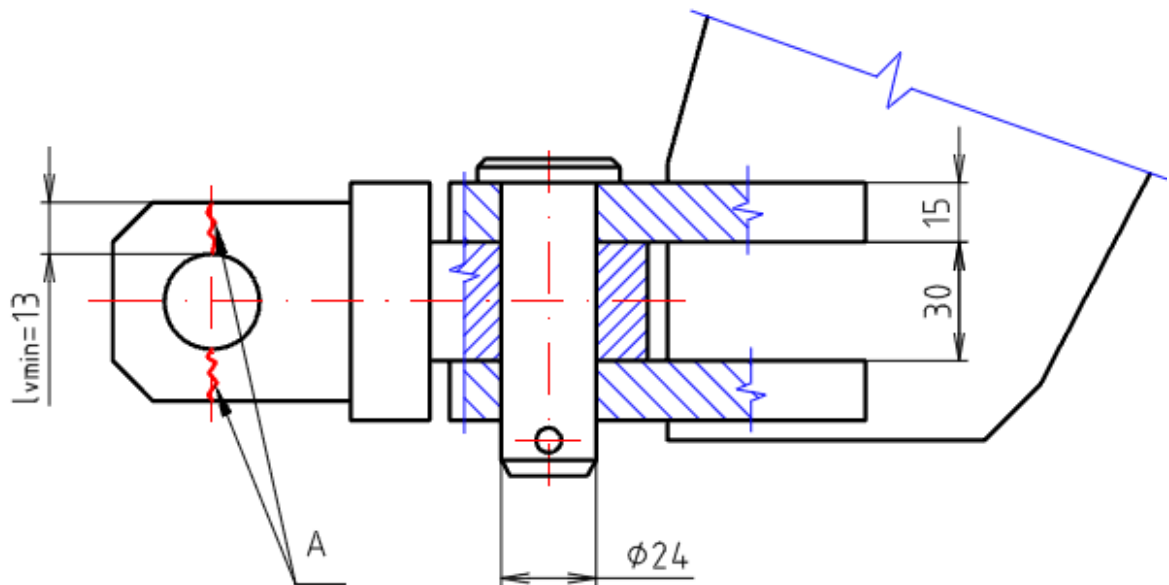
$$l_{Vmin} \geq \frac{116,7}{2 \cdot 15}$$

$$l_{Vmin} \geq \underline{3,9 \text{ mm}}$$

- z výpočtu vyplýva, že minimálna výška materiálu nad a pod otvorom je $l_{Vmin} \geq 3,9 \text{ mm}$, my ale volíme hrúbku $l_{Vmin} = 13 \text{ mm}$, pretože musíme zohľadniť veľkosť plochy pod hlavou čapu, ktorá by nám mohla prečnievať cez vidlicu vid' obr. 23.

Vidlica pripevnená k žľabu dopravníka pomocou skrutiek je z rovnakého materiálu, má tie isté rozmery a je namáhaná rovnakou silou ako vyššie počítaná vidlica. Z tohto dôvodu nebudeme opakujúce sa výpočty uvádzať a rovno určujeme minimálnu hrúbku materiálu na kritickom mieste $l_{Vmin} = 13 \text{ mm}$. Rovnako ako plochu pod priemerom hlavy čapu musíme uvažovať plochu pod hlavou skrutky.





Obr. 23 – Kritické miesta a pripojenie vidlíc k žlabu dopravníka

D) Výpočet kritických miest v tiahle

Výpočet nemusíme realizovať z dôvodu, že materiál, rozmery a spôsob zaťaženia sú rovnaké ako pri vidlici. Rozmery sú zrejmé z obr. 23

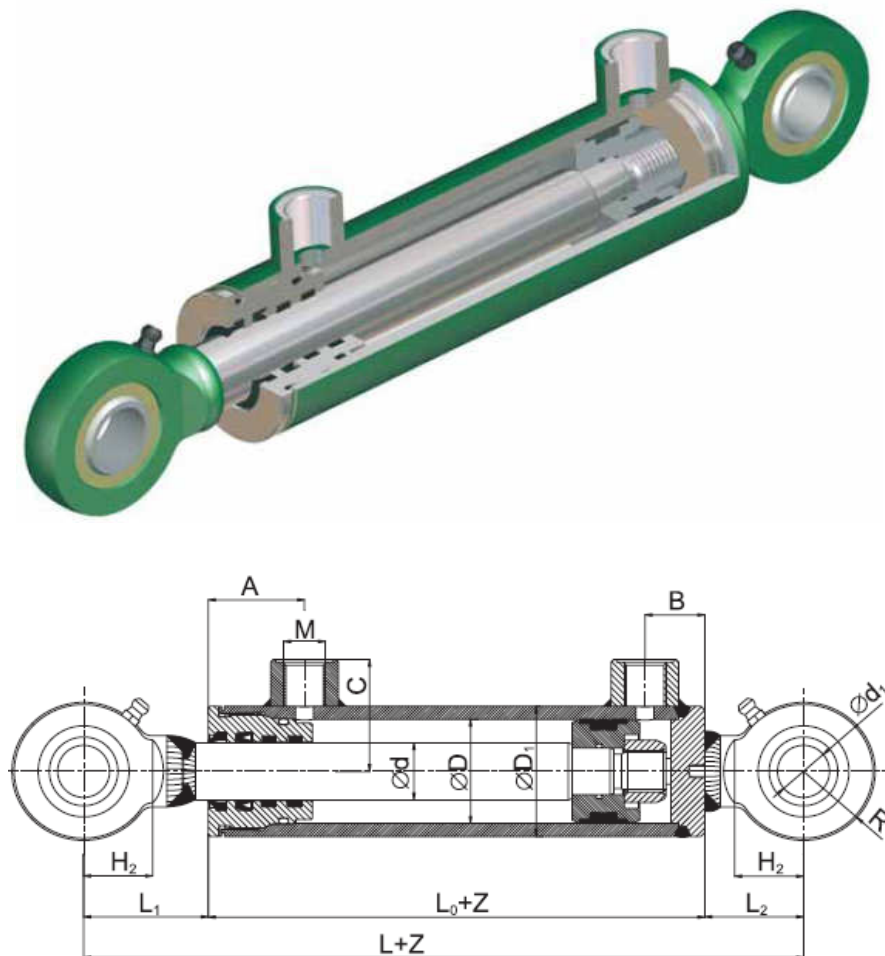
Vypočítané a zvolené hodnoty ako aj umiestnenie a pripojenie súčastí z predchádzajúcich výpočtov môžeme vidieť v prílohe A a v prílohe B na konci diplomovej práce.

4.3. Konštrukčný návrh hydraulického valca (priamočiareho hydromotora)

V kapitole 4.1.6. sme sa zmienili, že na zachytenie potrebnej kotviacej sily použijeme priamočiare hydromotory HV 100/70 x 650.

Hydraulický valec je zložený z niekoľkých častí, z ktorých sú najhlavnejší valec a piest pohybujúci sa v ňom. Celý mechanizmus pracuje na princípe Pascalovho zákona, kde do zariadenia je privádzaná kvapalina (minerálny olej) pod silným tlakom.

V tejto časti budeme kontrolovať uzavretý valec priamočiareho hydromotora, na ktorého vnútornú stenu pôsobí tlak kvapaliny. Na obr. 24 je pre ilustráciu zobrazený rez priamočiarym hydromotorom.



Obr. 24 – Rez priamočiarym hydromotorom

Valec kontrolujeme ako silnostennú nádobu na tlak, ktorý vyvíja stlačená kvapalina. Na základe daných veličín určíme napätia pôsobiace na valec, spočítame bezpečnosť a určíme hodnoty, o ktoré sa zmenia rozmery valca. Navrhnutý valec vid'. príloha C.

4.3.1. Pevnostná kontrola silnostennej nádoby valca

Dané hodnoty:

Maximálny vnútorný tlak na valec:	$p_1 = 32 \text{ MPa},$
Maximálny vonkajší tlak na valec:	$p_2 = 0 \text{ MPa},$
Youngov modul pružnosti v ťahu:	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa},$
Poissonove číslo:	$\mu = 0,3,$
Vnútorný polomer valca:	$r_1 = 50 \text{ mm},$
Vonkajší polomer valca:	$r_2 = 60 \text{ mm}.$

Sú známe dva prípady u silnostenných nádob, kedy počítame dvojosú napätosť alebo trojosú napätosť. V našom prípade je valec uzavretá nádoba a teda pôsobí v nej aj tretie – axiálne napätie. Ak by sa jednalo o otvorenú silnostennú nádobu, tam sa axiálne napätie uvažuje nulové [5]:

A) Výpočet axiálneho, obvodového a radiálneho napätia

Axiálne napätie má hodnotu:

$$\sigma_a = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)} \quad [4.2.1.]$$
$$\sigma_a = \frac{(32 \cdot 10^6 \cdot 50^2) - (0 \cdot 60^2)}{(60^2 - 50^2)}$$
$$\sigma_a = \underline{72,73 \text{ MPa}}$$

Pokračujeme výpočtami radiálneho a obvodového napätia:

$$\sigma_r = A \pm \frac{B}{r_1^2} \quad [4.3.2.]$$

$$\sigma_t = A \mp \frac{B}{r_2^2} \quad [4.3.3.]$$

Platí pravidlo, že znamienka musíme voliť tak, aby ak je u radiálneho napätia plus, v rovnici pre obvodové napätie musíme voliť mínus.

Ďalej postupujeme dosadením okrajových podmienok do rovnice [4.3.1.] a pokračujeme v riešení rovnice o dvoch neznámych a vypočítame konštanty A, B:

Okrajové podmienky:

$$1) \quad r = r_1 \rightarrow \sigma_r(r_1) = -p_1$$

$$2) \quad r = r_2 \rightarrow \sigma_r(r_2) = -p_2 = 0$$

Dosadenie do [4.3.1.]:

$$-p_1 = A - \frac{B}{r_1^2} \quad / \cdot (-1)$$

$$0 = A - \frac{B}{r_2^2}$$

$$p_1 = -A + \frac{B}{r_1^2}$$

$$0 = +A - \frac{B}{r_2^2}$$

$$p_1 = \frac{B}{r_1^2} - \frac{B}{r_1^2} \Rightarrow B$$

$$B = \frac{p_1 \cdot (r_1^2 \cdot r_2^2)}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$B = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot (50^2 \cdot 60^2)}{60^2 - 50^2}$$

$$B = \underline{2,62 \cdot 10^{11} \text{ Pa}}$$

- spátným dosazením vyjadríme konstantu A :

$$A = \frac{B}{r_1^2} - p_1 \Rightarrow A$$

$$A = \frac{p_1 \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot r_1^2} - p_1$$

$$A = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

$$A = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 50^2}{(60^2 - 50^2)}$$

$$A = \underline{72,73 \text{ MPa}} = \sigma_a$$

Z rovnice [4.3.2.] vyjadríme:

$$\frac{B}{r_1^2} = \sigma_r - A$$

Následně dosadíme do [4.3.3.]:

$$\sigma_t = A - (\sigma_r - A)$$

$$\sigma_t = 2A - \sigma_r$$

Priebehy σ_t a σ_r :

$$\sigma_r(r_1) = -p_1 = \underline{-32 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_r(r_2) = -p_2 = \underline{0 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_t(r_1) = 2A - \sigma_r(r_1) = 2 \cdot 72,73 - (-32) = \underline{177,46 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_t(r_2) = 2A - \sigma_r(r_2) = 2 \cdot 72,73 - 0 = \underline{145,46 \text{ MPa}}$$

B) Podmienka pevnosti podľa Guesta a bezpečnosť

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} \leq \sigma_D \quad [4.3.4.]$$

- hodnota dovoleného napätia $\sigma_D = 350 \text{ MPa}$ podľa materiálu, z ktorého je valec vyrobený [5]:

$$\sigma_t(r_1) - \sigma_r(r_1) \leq \sigma_D$$

$$177,46 - (-32) \leq 350$$

$$209,46 \leq 350 \dots \text{vyhovuje}$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{VYP}} \quad [4.3.5.]$$

$$k = \frac{350}{209,46} = \underline{1,67}$$

C) Výpočet zmeny polomerov valca vplyvom napätí

Vychádzame z Hookovho zákona pre pomerné predĺženie:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta r}{r} \quad [4.3.6.]$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_a)] \quad [4.3.7.]$$

Prepojením oboch vzťahov dostávame:

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_a)] \Rightarrow \Delta r \quad [4.3.8.]$$

- pre vnútorný polomer platí:

$$\Delta r_1 = \frac{r_1}{E} \cdot [\sigma_{t1} - \mu \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_a)]$$

$$\Delta r_1 = \frac{50}{2,1 \cdot 10^6} \cdot [177,46 - 0,3 \cdot (-32 + 72,73)]$$

$$\Delta r_1 = 3,934 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- pre vonkajší polomer platí:

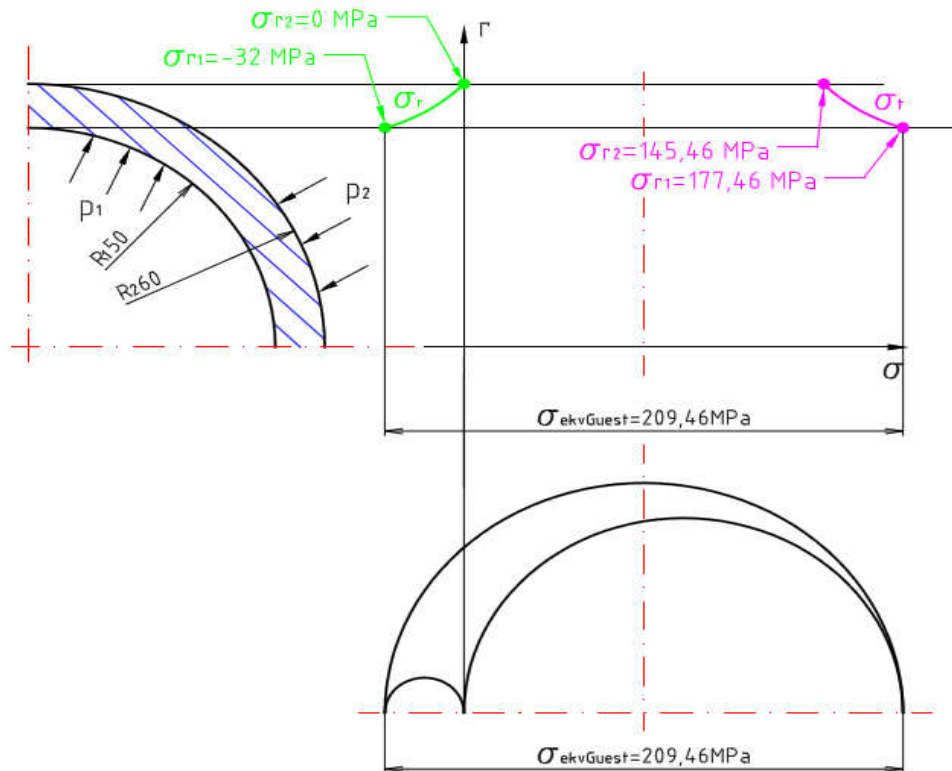
$$\Delta r_2 = \frac{r_2}{E} \cdot [\sigma_{t2} - \mu \cdot (\sigma_{r2} + \sigma_a)]$$

$$\Delta r_2 = \frac{60}{2,1 \cdot 10^6} \cdot [145,46 - 0,3 \cdot (0 + 72,73)]$$

$$\Delta r_2 = 3,533 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

D) Grafické znázornenie priebehu napätí

Na obr. 24 môžeme vidieť na tzv. stromčekovom diagrame priebeh napätí a Moohrovu kružnicu z pevnostnej podmienky podľa Guesta. [5]



Obr. 24 – Priebeh napätí

5. Záver

Dobývanie uhlia sa uplatňuje v stále horších banských – geologických podmienkach, čo má za následok vyššiu obtiažnosť práce, s čím sú spojené aj vyššie nároky na pracovníkov a na ochranu ich bezpečia. Ťaží sa v hĺbkach, ktoré boli v minulosti neperspektívne a ťažko riešiteľné. Ideálne je v týchto zložitých rizikových podmienkach automatizovať v čo najväčšej miere.

Predmet riešenia tejto diplomovej práce pozostáva z výpočtu kotvenia pluhovej súpravy v úklone 40° na dĺžke porubu 160 m. Kotvenie je veľmi dôležité, bez tohto zariadenia sa pluhová súprava v úklone nemôže prevádzkovať.

Na základe zvoleného spôsobu výpočtu kotvenia pluhovej súpravy sme zistili potrebný počet kusov kotvení, ktoré nám zabezpečia bezpečnú prevádzku a efektivitu výroby. Na základe výpočtu kotviacej sily, z počiatočných podmienok sme zvolili typ priamočiareho hydromotora, ktorý vyvodzuje silu na spojovacie časti. Pre tieto časti (čapy, vidlice, ťahla a skrutky) sme navrhli materiál, z ktorého budú vyrobené a následne nadimenzovali ich rozmery tak, aby dokázali spoľahlivo prenášať dané sily bez ich poškodenia.

Pokiaľ bude vo svete dopyt o uhlie, stále sa znižujúce zásoby a zhoršujúce sa podmienky pre získavanie tohto nerastného bohatstva, bude napredovať aj vývoj a výskum v tomto smere pre uľahčenie práce a znižovanie počtu pracovníkov. V budúcnosti snáď príde moment, kedy bude ťažba uhlia plne automatizovaná, kde fyzicky náročná ľudská práca už nebude potrebná. Zatiaľ však ide len o víziu do budúcnosti.

6. Zoznam použitej literatúry

- [1] BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV. *Časti strojů* – 1. svazek. 5. vydanie Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989. 775 s. ISBN 80-03-00048-7
- [2] GONDEK, H. - ŠEVČÍK, A. *Ťěžební a zpracovatelské stroje I.* 1. vydanie. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2006. 130 s. ISBN 80-248-1040-9

- [3] GONDEK, H. *Uhelné pluhy a jejich konstrukce*. 1. vydanie. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 1985. 147 s. ISBN 80-05-00713-2
- [4] HADRAVA, P. *Řešení problematiky kotvení pluhových soupurav v úklonech do 40° podél pilíře : dizertační práce*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010. 67 s.
- [5] LENERT, J. *Pružnost a pevnost II*. 2. vydanie. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2002. 142 s. ISBN 80-248-0113-2
- [6] OSTROJ, *Divize důlní stroje – Pluhové soupravy: Katalóg*, Opava, 2010. 31 s. dostupná tiež z www.ostroj.cz/cs/f/ostroj_cs/p/dulni%20stroje/PDF/pluhy.pdf
- [7] POLÁK, J. – PAVLISKA, J. – SLÍVA A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. Vydanie. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8
- [8] VÁVRA, P. – LEINVEBER, J. *Strojnícké tabulky*. 3. doplnené vydanie. ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 915 s. ISBN 80-7361-033-7
- [9] WESTFALIA, *Katalóg dopravníků, Lünen, 2006*.
- [10] WESTFALIA, *Výpočet kotvících síl – OKD, a.s., Důl Paskov, Staříč*.

7. Zoznam príloh

Výkresová dokumentácia:

Príloha A: DP1-II-00 – Stabilizačné zariadenie – zostava, zoznam položiek,

Príloha B: DP2-II-00 – Základový rám – zostava, zoznam položiek,

Príloha C: DP3-II-00 – Priamočiarly hydromotor – zostava, zoznam položiek.

- vytvorené v programe AutoCAD 2009.

Zvláštna príloha:

Priložené CD s obsahom textu diplomovej práce v .pdf formáte spolu s výkresovou dokumentáciou.